

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Diseño del mecanismo de suspensión de una motocicleta de competición utilizando modelado y simulación computacional

Autor: Vicente Fernández Cortés

Tutor: José Luis Escalona Franco

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Diseño del mecanismo de suspensión de una motocicleta de competición utilizando modelado y simulación computacional

Autor:
Vicente Fernández Cortés

Tutor:
José Luis Escalona Franco
Profesor titular

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2017

Trabajo Fin de Grado: Diseño del mecanismo de suspensión de una motocicleta de competición utilizando
modelado y simulación computacional

Autor: Vicente Fernández Cortés

Tutor: José Luis Escalona Franco

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal

*A mis padres y a mi abuela por
haberme dado todo lo que tienen.*

*A mi hermano por marcarme el
camino.*

A Jen por haberme hecho feliz.

*Siempre estaré en deuda con
vosotros.*

Agradecimientos

El diseño y la construcción de una moto, es una tarea tan compleja como cualquier otra dentro del campo de la ingeniería, no obstante, para mí, supone la realización de un sueño infantil. Llevar a cabo una empresa de tal envergadura, resulta mucho más fácil cuando el combustible que la alimenta es una motivación que arraiga en aquello que somos nosotros mismos. Me cuesta explicar la montaña rusa de sentimientos que ha sido para mí el desarrollo de este proyecto. La satisfacción que supone alcanzar objetivos que hace tan solo unos años se antojaban imposibles, y el sinsabor de desvelar que lo que antes parecía magia, ahora es solo un burdo truco. Y es que de algún modo, a lo largo de este proyecto, se ha desmitificado para mí el funcionamiento de un vehículo que a los ojos de un niño parecía sencillamente mágico.

El desarrollo de este trabajo hubiera sido imposible sin la colaboración inestimable de más personas de las que alcanzo a contar. Pido disculpas de antemano, a todos aquellos que no menciono, pero sin los cuales esta obra no sería lo que es. Dicho esto, cabe nombrar en primer lugar a Paco y Juanfran, miembros del “bieleta’s team”, a mis ojos, este trabajo es tan mío como suyo. Agradecer a todos los miembros de USR Engineering por demostrarme como el trabajo en equipo, la confluencia de ideas y la organización, ponen al alcance de los más humildes, los objetivos más ambiciosos. Del mismo modo, he de agradecer al profesor Escalona el haberme abierto las puertas a la simulación mecánica, uno de los campos más divertidos y apasionantes de toda la ingeniería. Comprendí la amplitud de sus posibilidades en el mismo día que vi rodar por primera vez su famosa bicicleta. Su generosidad y su paciencia han sido admirables a partes iguales, un neófito como yo pone a prueba dichas virtudes día a día. Por último agradecer a todas las instituciones y empresas que han sabido comprender el valor de este proyecto y más allá de las palabras se han subido a nuestro barco dándonos todo su apoyo. Todos y cada uno de ellos han cogido algo que les pertenecía y nos lo han dado a nosotros de forma altruista. Alguien dijo que la gratitud es la memoria del corazón.

A todos vosotros, muchas gracias.

Vicente Fernández Cortés

Sevilla, 2017

Resumen

El proyecto que este documento detalla consiste en el diseño y construcción de un mecanismo de suspensión trasera para una moto de competición. A tal efecto se programa un simulador multi-body que pronostica el comportamiento aproximado que tendrá dicho mecanismo. Basado en estos datos, se darán los pasos adecuados para conformar un conjunto real que cumpla con las expectativas en cuanto a comportamiento y que respete las restricciones impuestas.

Un resumen así del proyecto carece de sentido sino se enmarca apropiadamente en el todo al que pertenece. El cuerpo de la suspensión diseñado, a cuya descripción se limita este proyecto, será ensamblado dentro de un prototipo de motocicleta que diseña el equipo USR Engineering para la competición MotoStudent.

Abstract

This document describes the design and building of a rear suspension mechanism for a competition model of motorbike. In order to study the final response, a multi-body simulation is implemented to test and enhance the mechanical behavior of the model. By gathering the outcome data, a real assembly is built up to achieve a pre-designed performance.

This abstract is worthless if not located in a more general overview. The rear suspension body, central axis of this work, is one of the main parts integrated in a prototype of motorbike engineered by USR Engineering for MotoStudent Competition.

Índice

Agradecimientos	i
Resumen	iii
Abstract	v
Índice	vii
Índice de Tablas	ix
Índice de Figuras	xi
Notación	xv
1 Introducción	1
2 Revisión histórica/Estado del arte	5
2.1. Modelos de suspensión para vehículos automotrices	5
2.2. Modelos de suspensión para motocicletas	10
2.3. Modelos de suspensión en USR Engineering	15
3 Objetivos y condiciones de partida	17
3.1 Objetivos del proyecto	17
3.2 Condiciones de partida	20
3.2.1 Diseño del Mecanismo de Basculante Flotante	20
3.2.2 Descripción del ensayo de laboratorio	21
3.3 Estructura	23
4 Desarrollo	25
4.1 Fase I. Esquema Básico del Mecanismo	25
4.1.1 Planteamiento de la estrategia	25
4.1.2 Limitaciones del método	26
4.1.3 Selección del tipo de mecanismo	27
4.2 Fase II. Desarrollo del Simulador	28
4.2.1 Planteamiento de las ecuaciones	28
4.2.2 Ensayo de laboratorio (Validación del código)	34
4.2.3 Ensayo en potro (Obtención de reacciones)	36
4.3 Fase III. Desarrollo mecánico	40
4.4 Fase IV. Desarrollo Económico	53
5 Conclusiones y propuestas de futuro	57
Bibliografía	59
Anexos	10

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1. MS1	2
Tabla 1-2. MS2	2
Tabla 3-1. Masas del Mecanismo con Basculante Flotante	21
Tabla 4-1. Constantes asociadas al ensayo de laboratorio	34
Tabla 4-2. Condiciones límite geométricas M.B.F.	34
Tabla 4-3. Condiciones geométricas frente a cargas (En el ensayo de laboratorio)	36
Tabla 4-4. Constantes asociadas al ensayo en potro	37
Tabla 4-5. Condiciones límite geométricas M.R.L.	38
Tabla 4-6. Comparativa de geometrías de mecanismo	39
Tabla 4-7. Condiciones geométricas frente a cargas (En el ensayo en potro)	39
Tabla 4-8. Reacciones en el mecanismo	40
Tabla 4-9. Prontuario viga biempotrada con dos cargas puntuales simétricas	45
Tabla 4-10. Masas del Mecanismo con Basculante Flotante	50
Tabla 4-11. Masas del Mecanismo Rocker-Link	51
Tabla 4-12. Masas de las aportaciones hechas por la organización	52

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Logo MotoStudent y MEF	1
Figura 1-2. Circuito Motorland (Alcañiz)	3
Figura 2-1. Aumento de diámetro de rueda para solventar bache	5
Figura 2-2. Suspensión a base de correas de cuero	6
Figura 2-3. Suspensión a base de ballestas	6
Figura 2-4. Ballestas en ferrocarril y vehículo militar	7
Figura 2-5. Sección del neumático de Dunlop frente al neumático moderno	7
Figura 2-6. Suspensión de barras de torsión	8
Figura 2-7. Suspensión de muelles en paralelo	8
Figura 2-8. Suspensión MacPherson frente a convencional	9
Figura 2-9. Sistema anti-alabeo y anti-cabeceo	9
Figura 2-10. Esquema motocicleta	10
Figura 2-11. Sistema de suspensión en llantas y asiento	11
Figura 2-12. Horquilla tipo Girder clásica frente a actual	11
Figura 2-13. Corte de suspensión telescópica	11
Figura 2-14. Duolever y Telelever (BMW)	12
Figura 2-15. Sistema de suspensión sin horquilla (Vyrus)	12
Figura 2-16. Esquema motocicleta con basculante	13
Figura 2-17. Muelles de paso constante y paso variable	14
Figura 2-18. Esquemas con posibles configuraciones de mecanismos	14
Figura 2-19. Conjuntos muelle-amortiguador con distintos tipos de cámaras de aceite	14
Figura 2-20. Prototipo USR I Edición	15
Figura 2-21. Prototipo USR II Edición	15
Figura 2-22. Prototipo USR III Edición	16
Figura 2-23. Prototipo USR IV Edición	16
Figura 3-1. Gráficas de progresividad y regresividad	18
Figura 3-2. Distensión de cadena	18
Figura 3-3. Ensayo en potro	19
Figura 3-4. Mecanismo de Basculante Flotante empleado en la edición 2014	20
Figura 3-5. Montaje final TFG D. Martín Sequera	22
Figura 3-6. Adimensionalización de la progresividad	22

Figura 4-1. Limitaciones del conjunto muelle-amortiguador	26
Figura 4-2. Aportaciones de la organización	27
Figura 4-3. Pro-link(Honda), Uni-trak(Kawasaki) y Full-floater(Suzuki)	28
Figura 4-4. Esquema básico del mecanismo	28
Figura 4-5. Representación de un punto en coordenadas de referencias	29
Figura 4-6. Par de revolución de coordenadas de referencia	30
Figura 4-7. Par prismático en coordenadas de referencia	30
Figura 4-8. Superposición de ensayos	34
Figura 4-9. Curva regresiva del M.B.F.	35
Figura 4-10. Cálculo del arco óptimo para M.B.F.	35
Figura 4-11. Ensayo en potro	36
Figura 4-12. Parámetros geométricos básicos de prototipos de carreras	37
Figura 4-13. Geometría del Mecanismo Rocker-Link	37
Figura 4-14. Curva progresiva del M.R.L.	38
Figura 4-15. Cálculo del arco óptimo para M.R.L.	38
Figura 4-16. Diseño del link	41
Figura 4-17. Diseño del rocker izquierdo	42
Figura 4-18. Diseño del rocker derecho	42
Figura 4-19. Diseño del casquillo rocker-chasis	43
Figura 4-20. Rodamientos de bolas de una hilera	43
Figura 4-21. Mallados de Link y Rocker	43
Figura 4-22. Deformaciones y Tensiones de von-Mises en el Link	44
Figura 4-23. Deformaciones y Tensiones de von-Mises en el Rocker	44
Figura 4-24. Cuerpo de amortiguación Öhlins STX46	45
Figura 4-25. Diseño de eje rocker-chasis	46
Figura 4-26. Esquema de solicitaciones sobre eje rocker-chasis	46
Figura 4-27. Diagrama de esfuerzos cortantes sobre eje rocker-chasis	47
Figura 4-28. Diagrama de momentos flectores sobre eje rocker-chasis	47
Figura 4-29. Diseño de eje rocker-link	47
Figura 4-30. Esquema de solicitaciones sobre eje rocker-link	47
Figura 4-31. Diagrama de esfuerzos cortantes sobre eje rocker-link	48
Figura 4-32. Diagrama de momentos flectores sobre eje rocker-link	48
Figura 4-33. Diseño de eje link-basculante	48
Figura 4-34. Esquema de solicitaciones sobre eje link-basculante	49
Figura 4-35. Diagrama de esfuerzos cortantes sobre eje link-basculante	49
Figura 4-36. Diagrama de momentos flectores sobre eje link-basculante	49
Figura 4-37. Imagen del Mecanismo con Basculante Flotante	50
Figura 4-38. Imagen del Mecanismo Rocker-Link	51
Figura 4-39. Diseño real definitivo frente a diseño CAD inicial	52

Figura 4-40 Patrocinios económicos en USR	53
Figura 4-41 Patrocinios técnicos en USR	54
Figura 4-42. Logos de Matlab, CATIA y Ansys	54
Figura 4-43. Logo Broncesval S.L.	55
Figura 4-44. Logo Cortexagua	55
Figura 4-45. Logo Mecanizados Delgado	55
Figura 4-46. Logo Reyzabal	55
Figura 4-47. Logo Öhlins	55
Figura 5-1. Prototipo real definitivo	58
Figura 6-1 Juan Francisco Oliva, piloto de USR Engineering	17

Notación

sin	Función seno
cos	Función coseno
tg	Función tangente
MEF	Moto Engineering Foundation
M.E.F.	Método de elementos finitos
M.B.F.	Mecanismo de Basculante Flotante
M.R.L.	Mecanismo Rocker Link
S.R.G	Sistema de Referencia Global
S.R.L.	Sistema de Referencia Local
TFG	Trabajo de Fin de Grado
USR	USR Engineering

1 INTRODUCCIÓN

“No fracasé, solo descubrí 999 maneras de cómo no hacer una bombilla.”

- Thomas Alva Edison -

El motivo de este trabajo fue desde un principio una necesidad práctica. Por norma general, los TFGs que llevan a cabo los alumnos de ingeniería versan sobre las materias más variopintas, siendo temas tan concretos que quizás su comprensión se hace ardua para la persona que no haya estudiado dicho tema en detalle. La realización de estos queda habitualmente en el ámbito teórico, y sus resultados son meramente analíticos, no llegando nunca a ser verificados o testados en la realidad. Quizás esta sea una afirmación infundada, pero es la clase de prejuicio que llevó al autor de esta obra a tomar parte en un proyecto como el de USR Engineering (en adelante USR). El proyecto de USR no solo ofrecía una materialización física del trabajo, sino una disponibilidad de recursos limitada únicamente por la capacidad del equipo -y por extensión del autor- para conseguir financiación, en definitiva, un buen simulador de la práctica laboral.

Para poner en situación al lector del contexto en el que se enmarca este pliego conviene hacer antes algunas presentaciones. USR es un equipo conformado por estudiantes de ingeniería de la Universidad de Sevilla que construyen un modelo de motocicleta desde cero. El equipo participa de forma bienal en la competición MotoStudent, organizada por el MEF (Moto Engineering Foundation) -Figura 1-1-, que tiene lugar en el circuito de Motorland (Alcañiz (Teruel) ARAGÓN) -Figura 1-2.



Figura 1-1. Logo MotoStudent y MEF

La competición reúne a equipos de cualquier nacionalidad que quieran presentar a concurso prototipos de motocicleta que respeten su reglamento. De forma resumida la organización entrega un motor y una serie de equipamiento común a todos los equipos (neumáticos y sistema de frenado básicamente) y dentro de una normativa propia, deja libertad a la hora de realizar los diseños y la fabricación del resto del conjunto. De esta forma se pretende conseguir un equilibrio entre los distintos grupos dando más importancia a la ingeniería y menos a las diferencias económicas entre universidades.

Motostudent consta de varias etapas calificables. La primera ronda, llamada MS1, aúna el diseño del prototipo y un proyecto de industrialización en serie –Tabla 1-1. A continuación se muestran los apartados que contiene esta ronda y su ponderación.

PRESENTACIÓN	ASPECTO	PUNTUACIÓN
Diseño e innovación	A. Diseño del vehículo	75
	B. Análisis y cálculos técnicos	125
	C. Proyecto de innovación	100
Industrialización	D. Definición del sistema de fabricación e industrialización	125
	E. Análisis de costes del desarrollo y proceso industrial de fabricación en serie	75
TOTAL		500

Tabla 1-1. MS1

Tras esta primera fase, la organización se encarga de realizar unas verificaciones técnicas que garanticen la seguridad de los prototipos y por tanto de los pilotos que los conducirán. Estos ensayos estáticos aplican unas condiciones de carga muy exigentes sobre los vehículos, comprueban que se cumplen unas distancias mínimas entre elementos móviles y se cercioran de que el nivel de ruidos no supera un límite determinado. Esta serie de pruebas, determina que los vehículos cumplen toda la normativa de competición.

Superado ese requisito indispensable, los vehículos pasan a la segunda y última fase de la competición, la MS2, consistente en unas pruebas dinámicas y una carrera –Tabla 1-2. A continuación se muestra la tabla de pruebas y ponderación.

<u>Categoría</u>	<u>Sesión</u>	<u>Prueba</u>	<u>Puntuación</u>
Pruebas dinámicas	Pruebas en pista	1.- Prueba de frenado	60
		2.- Gymkhana	100
		3.- Prueba de aceleración	60
	Pruebas en box	4.- Prueba de mecánica	30
Carrera	Entrenamientos libres	5.- Vmax en speed trap	30
	Entrenamientos cronometrados	6.- Pole position	40
	Carrera	7.- Vuelta rápida en carrera	30
		8.- Posición en carrera	150
		Total	500

Tabla 1-2. MS2

Ahora que el lector se ha situado y tiene una perspectiva general del proyecto en el cuál se enmarca este trabajo, se encontrará en mejor disposición para hacer un juicio crítico del diseño, comprendiendo mejor el porqué de algunas de las decisiones que se toman.

El modelo de suspensión que este proyecto analiza y desarrolla forma parte del prototipo que USR presenta para la IV edición de MotoStudent con fecha de presentación Octubre de 2016. Quien firma este proyecto, lo hace con el ánimo de demostrar como mediante el uso de las herramientas que se le han proporcionado durante el periodo de formación universitaria es perfectamente factible desarrollar un trabajo riguroso de ingeniería.

La abstracción matemática y física de la realidad, el uso de lenguajes de bajo nivel en programación, el empleo de software de dibujo... todo conjuntamente supone la unión de un conocimiento que se ha ido adquiriendo paulatina y separadamente a lo largo de los años y que de algún modo ahora se reúne con un fin común, dando lugar a un mecanismo fiable.

Técnicamente, el lector encontrará en este documento una reflexión sobre los modelos más comunes de suspensión que existen en el mundo del motociclismo. Se ha pretendido trabajar sobre estos modelos para optimizar el rendimiento dinámico de un vehículo en competición.

La progresividad del modelo, su peso, su compacidad, su simetría, han sido algunos de los factores determinantes a la hora de tomar decisiones sobre el diseño definitivo. No menos importante ha sido el aspecto económico. Cuando se trabaja en el diseño de prototipos experimentales a menudo se divide el trabajo por departamentos –chasis, suspensión, aerodinámica...-. Si no se cuenta con un presupuesto fijo y la financiación depende de patrocinios económicos o técnicos a menudo la ingeniería económica resulta caótica. Incurrir en gastos excesivos en una parte concreta del vehículo puede dejar sin recursos a otras partes igualmente fundamentales lo cual no tendría mucho sentido y podría dar lugar a un modelo muy desbalanceado. Por todo ello y para contener el gasto, se ha intentado adecuar el diseño de la suspensión para que concuerde con el sistema de fabricación adaptado por el resto del conjunto.

Este documento desgrana el proceso de diseño mediante un simulador programado en Matlab que ejecuta algunas de las ecuaciones básicas de la dinámica de mecanismos. Presenta la piezas y planos en CATIA respaldando su diseño con un programa de elementos finitos, Ansys. Además, debido a la relevancia del factor económico y de la elección del sistema de fabricación, se presenta una descripción de ambos con la que finaliza el trabajo.



Figura 1-2. Circuito Motorland (Alcañiz)

2 REVISIÓN HISTÓRICA/ESTADO DEL ARTE

“Cada hombre debe restringir y limitar más su conocimiento a fin de competir contra otros. El especialista sabe más y más sobre menos y, por último, lo sabe todo sobre nada.”

-Konrad Lorenz-

Cualquier investigación sobre una materia debe venir precedida de una profunda reflexión sobre la evolución histórica del objeto de estudio. De su conocimiento pueden extraerse conclusiones a las que otros han tardado años en llegar y que sin embargo ahora se ofrecen de manera inmediata. Una revisión como la que aquí se muestra, ilustra sobre los éxitos y fracasos de personas que ya se enfrentaron al mismo problema con anterioridad, estableciendo una complicidad con ellos que a menudo trasciende la barrera de lo temporal, personas habitualmente, de una inteligencia, una voluntad y un talento superior.

Hay que ser cuidadosos en el uso que se da a esta información. La ventaja táctica que proporciona la perspectiva del tiempo tiende a matar o condicionar el uso de la imaginación. Debe gestionarse tan bien la adquisición de información como el ejercicio de la creatividad.

Para este trabajo en concreto se dividirá el estado del arte en tres partes. En primer lugar, una revisión que de una panorámica global de las distintas soluciones empleadas en el sector de la automoción. En segundo lugar, otra revisión de las suspensiones en el mundo de la motocicleta. Por último, se verá la evolución que dentro de USR se ha ido siguiendo a lo largo de sucesivas ediciones.

2.1. Modelos de suspensión para vehículos automotrices

Sin ofrecer una visión detallada del tema que ahonde en fechas de patentes o en a quién se atribuye la invención de cada elemento, el desarrollo de las suspensiones ha seguido una evolución en paralelo con el transporte cuyo comienzo se remonta a los primeros carruajes. Ya los primeros viajes en diligencia suponían una penitencia insoportable para el viajero, impuesta por el estado del camino y el ritmo cadente de las bestias. Por entonces se solventaban esos problemas sin más que aumentar el diámetro de rueda o acolchar los asientos de pasaje y chófer –Figura 2-1. Esta solución, aunque práctica, no resultaba útil a todos los efectos.

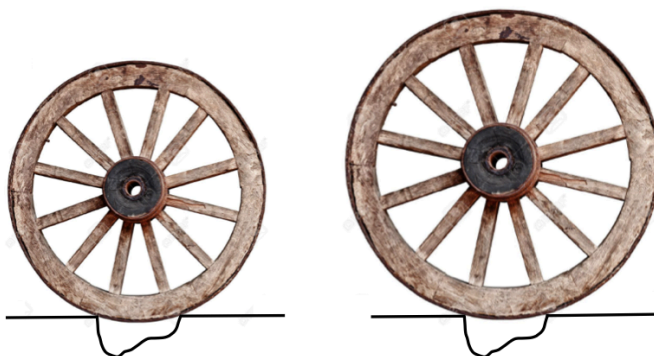


Figura 2-1. Aumento de diámetro de rueda para solventar bache

Pronto se llegó a la conclusión de que para preservar la cabina de las vibraciones era necesario aislarla. La mejor manera de aislar la cabina era dejarla suspendida con respecto al chasis –de ahí la palabra suspensión– de manera que se comenzaron a emplear tensores o tirantes para separarla del bastidor –Figura 2-2. Con todo ello se evitaba el molesto traqueteo que acompañaba a cada ruta, no obstante, el movimiento que se transmitía al pasajero resultaba igual de fastidioso, siendo motivo frecuente de mareos.



Figura 2-2. Suspensión a base de correas de cuero

No hubo que pivotar demasiado sobre la idea de los tensores para llegar al concepto de ballesta. Ahora, las cintas de cuero que servían de unión entre chasis y cabina, eran sustituidas por sólidos articulados deformables llamados ballestas –Figura 2-3; sobre el papel se resume a una reducción de los grados de libertad del sistema. Una ballesta, es un mecanismo que enfrenta dos cuerpos curvados en madera o metal convirtiendo el desplazamiento vertical de la rueda en una deformación a flexión de los mismos.

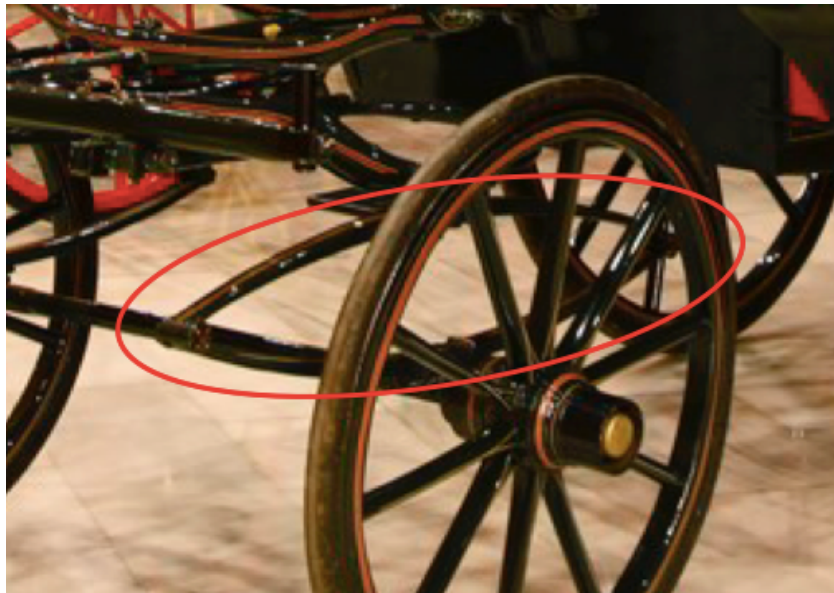


Figura 2-3. Suspensión a base de ballestas

El resultado tuvo tal éxito que su aplicación se extendió a casi todos los tipos de carruaje, sobreviviendo incluso al abandono de los vehículos de tracción animal para instalarse en los sistemas autopropulsados. Más allá de la revolución industrial su continuidad se ha mantenido hasta hoy día en aplicaciones de maquinaria pesada o vehículos militares –Figura 2-4.



Figura 2-4. Ballestas en ferrocarril y vehículo militar

El avance en los sistemas de suspensión permitió reducir con el tiempo el tamaño de las ruedas –a lo que también contribuyó el acondicionamiento de carreteras. La rueda por su parte, es otro de los elementos que también sufrió su particular revolución en la era industrial. Una ingeniosa solución doméstica en el momento adecuado daría pie a un producto destinado a perpetuarse en el tiempo. El veterinario John Boyd Dunlop decidió hacer el camino al colegio más cómodo para su hijo recubriendo las ruedas de su triciclo con unos tubos llenos de aire, afianzándola después con una simple tela. Burdo pero útil, comprendió rápidamente la importancia de su descubrimiento, que no era más que aplicar una suspensión a la propia rueda, patentando la idea de forma inmediata. En una época en la que el transporte experimentaba un crecimiento exponencial, su invento, en conjunción con el desarrollo por parte de Charles Goodyear del vulcanizado del caucho, terminaron de dar forma a un producto revolucionario, el neumático –Figura 2-5.

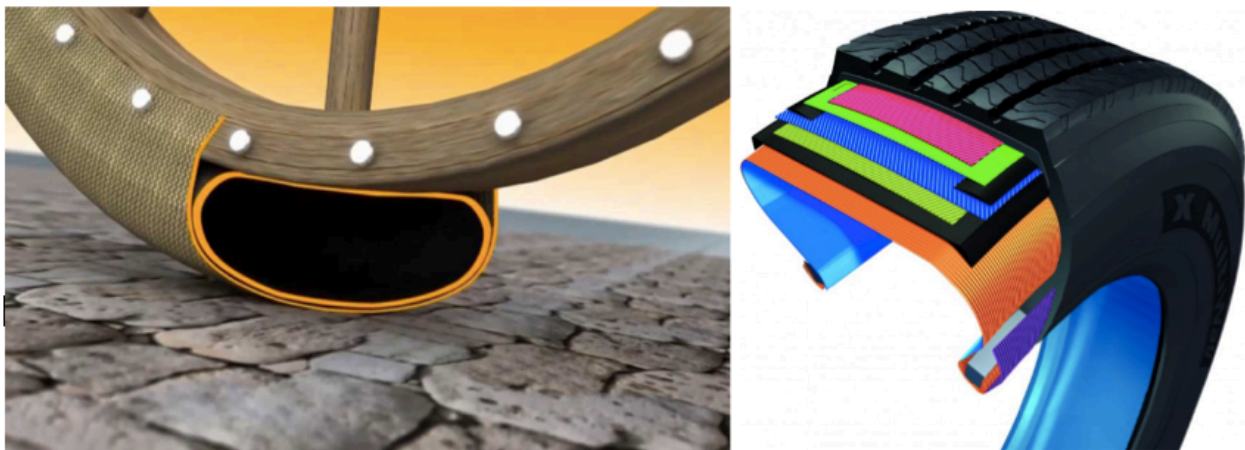


Figura 2-5. Sección del neumático de Dunlop frente al neumático moderno

Con el tiempo, el ingenio fue llevando a soluciones simples y compactas que requerían de un gran conocimiento de las propiedades de los materiales. Las suspensiones por elastómeros o las barras de torsión fueron algunos de los sistemas que aprovechando la elasticidad de los materiales a compresión o a torsión servían a la tarea de mitigar vibraciones, Figura 2-6.



Figura 2-6. Suspensión de barras de torsión

No obstante, el aumento de la potencia y las exigencias dinámicas de los vehículos fueron requiriendo de sistemas de suspensión más eficientes y mejor depurados. Basándose en la idea de transformar energía cinética en energía de deformación elástica se empieza a trabajar sobre muelles que al comprimirse trabajan a torsión. Estos muelles presentan un paso, un diámetro y una longitud que permite seleccionar distintas rigideces a pesar de estar hechos del mismo material. Su respuesta resulta lineal, por lo que pronto se observan las bondades de poner un paso cambiante en un mismo muelle o utilizar resortes trabajando en paralelo, Figura 2-7.



Figura 2-7. Suspensión de muelles en paralelo

Aunque el sistema ahorra mucho espacio y peso en el vehículo, la idea de transformar la energía cinética en deformación elástica no basta por sí sola, sino que además debe extraerse de alguna manera. De otro modo, la elongación del muelle nos llevaría a una nueva transformación de la energía, haciendo que el problema del movimiento sea persistente. La idea conduce casi de inmediato al concepto de un disipador energético, es decir, un amortiguador. El amortiguador acelera el proceso de detención del sistema transformando la mayor parte de esa energía en calor. Este efecto se consigue forzando la circulación de un fluido por los conductos que hay en su interior. Las disposiciones de muelle y amortiguador dan para infinidad de configuraciones distintas, haciéndose la más habitual la tipo MacPherson, cuya virtud reside en el aumento de la compacidad que aporta la concetricidad de muelle y amortiguador –Figura 2-8.

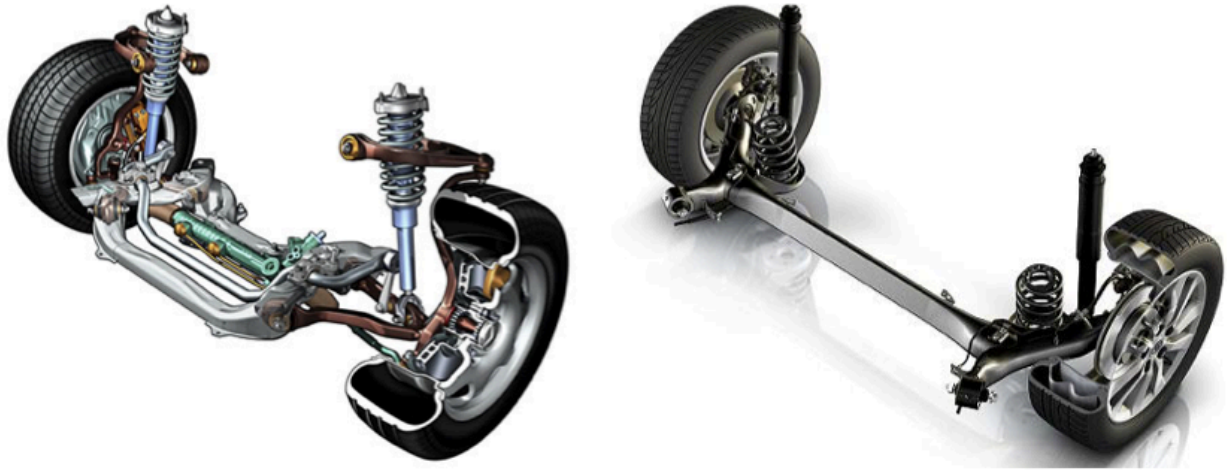


Figura 2-8. Suspensión MacPherson frente a convencional

A pesar de ser un campo eminentemente mecánico, la irrupción de la electrónica y los automatismos no ha sido ajena a este segmento. Las ayudas a la suspensión han permitido regular distintas configuraciones o reglajes en función del piso o el modo de conducción deseado que antes requerían de un tratamiento manual. Mediante actuadores hidráulicos y sensores de estado se ha conseguido evolucionar de los sistemas de amortiguación pasivos a los activos. Los sistemas pasivos tradicionales solo prestaban una “oposición” a las fuerzas externas, los sistemas activos se sirven de la red de sensores que tienen a su alrededor para analizar estas fuerzas y actuar en consecuencia, Figura 2-9.

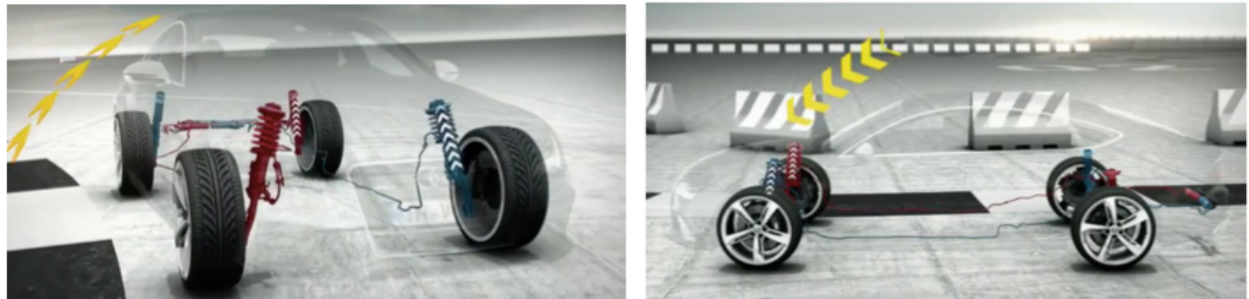


Figura 2-9. Sistema anti-alabeo y anti-cabeceo

Algunos de los proyectos más innovadores y el futuro de las suspensiones parecen conducir hacia el magnetismo. Con resultados espectaculares, su aplicación aún es difícil de casar con la fiabilidad y la competitividad que exige el mercado. De cualquier modo, la evolución natural que sigue la industria hacia la máxima eficiencia hacen del magnetismo un campo muy apetecible debido a sus características intrínsecas. En sintonía con la política de recuperación energética que ya se sigue con los sistemas de frenado en el vehículo eléctrico o híbrido la suspensión parece ser el paso subsiguiente en la adaptación de los medios mecánicos a esta nueva idiosincrasia; ya no basta con extraer esa energía del sistema como se comentaba algunas líneas más atrás, ahora debe reinvertirse en el conjunto global.

2.2. Modelos de suspensión para motocicletas

Una vez completada esta panorámica general de la suspensión en distintos vehículos, se verá como basada en los mismos principios, la historia de la motocicleta ha arrojado sus propios diseños y ha tenido su propia evolución. Quizás esta evolución no resulte tan dispar o variada pero ha de tenerse en cuenta que se trata de un vehículo mucho más pequeño envuelto en una dinámica mucho más compleja, debido a esto, la motocicleta ha discriminado sistemas que en otros medios de transporte sí han resultado exitosos.

Obviamente la bicicleta es precursora de la moto. La primera motocicleta fue un invento decimonónico aplicación directa del descubrimiento del motor de ciclo Otto. Las motocicletas no tenían por aquel entonces ningún tipo de suspensión, lo cual era una herencia válida para motores que no superaban potencias de 1 CV ya que las vibraciones que se transmitían a través de las ruedas resultaban mínimas. Conforme se va consolidando el concepto de ciclomotor, va viéndose como el aumento de la potencia de los motores exige cada vez más de los sistemas de suspensión en el vehículo. En un ciclomotor es un hecho que el piloto o conductor está más implicado en el mecanismo de lo que puede estarlo en un automóvil. La persona es el origen del sistema de dirección y su cuerpo conforma el elemento fundamental que estabiliza al conjunto. Por todo ello, la falta de un sistema de suspensión repercute especialmente sobre el confort del motociclista haciendo imposible la conducción para este.

La estructura inicial de una motocicleta constaba principalmente de cuatro elementos, rueda delantera, horquilla frontal, chasis y rueda trasera –Figura 2-10.

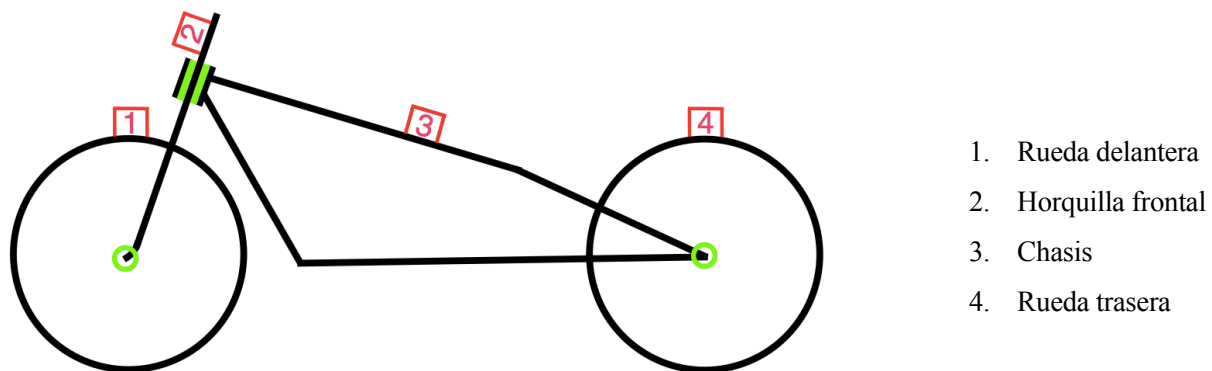


Figura 2-10. Esquema motocicleta

La función de la horquilla es servir de conector entre el chasis y la rueda delantera. Mediante el par de revolución que la fija al chasis - conocido como la pipa-, transmite los cambios de dirección que el piloto imprime sobre el manillar; a su vez, es el elemento que soporta la mayor parte de las cargas en situaciones de frenado. El chasis por su parte es la estructura básica del conjunto, alberga el motor y sostiene al conductor. El chasis es la columna vertebral a través de la cual pasan la mayoría de los esfuerzos a los que está sometida la moto.

Los primeros sistemas de suspensión que llegaron al sector hicieron un acercamiento al problema similar al que habían hecho otros medios de automoción con anterioridad. Desde la perspectiva del piloto, focalizaron sus esfuerzos en los puntos de entrada y salida de las vibraciones, es decir, ruedas y sillín. Desde asientos más voluminosos y ergonómicos, hasta llantas flexibles el espectro de soluciones resultaba de lo más variopinto –Figura 2-11.

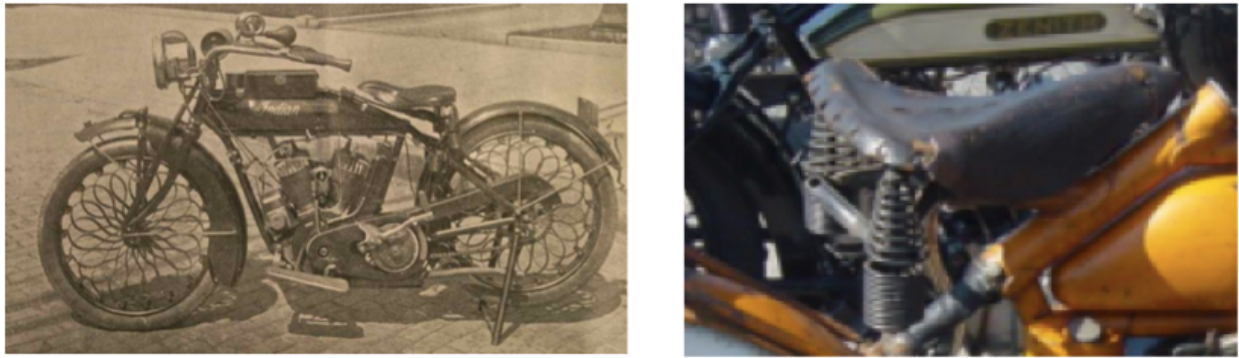


Figura 2-11. Sistema de suspensión en llantas y asiento

Poco a poco se fue abandonando esa idea tan primaria de trabajar en el asiento y las ruedas para reducir las vibraciones, pasando a atacar el problema desde su fragmentación, las vibraciones que afectaban al tren delantero y las que afectaban a la parte posterior. Las frenadas contundentes o las superficies bacheadas se dejaban sentir de manera muy especial en las muñecas y manos del piloto, encontrar una solución a este problema era condición necesaria para situar a la motocicleta como medio de transporte alternativo al automóvil. A la hora del diseño, el principal escollo que debe salvar una suspensión delantera es que en el desarrollo de su función no interrumpa el movimiento del sistema de dirección. La suspensión tipo Girder sería de las primeras en aplicarse con éxito de forma comercial –Figura 2-12.



Figura 2-12. Horquilla tipo Girder clásica frente a actual

La adaptación de la horquilla a este sistema no exige demasiados cambios y permite que esta siga siendo una estructura de una sola pieza. A la construcción tipo Girder seguiría uno de los modelos más habituales hoy en día como es el sistema de suspensión telescópica. La suspensión telescópica respeta la forma original de la horquilla pero la divide en dos partes, una superior (tubos) y otra inferior (botellas), permitiendo que una deslice dentro de la otra con dos pares cilíndricos que contienen respectivamente un muelle en su interior –Figura 2-13.



Figura 2-13. Corte de suspensión telescópica

Como se ha mencionado con anterioridad, las suspensiones no incluían un sistema de amortiguación en sus orígenes. BMW sería pionera a mediados de los años 30 al introducir el sistema hidráulico en una de sus horquillas telescópicas. La incorporación de aceites a las suspensiones daría un nuevo nivel a la flexibilidad de estos sistemas que podían jugar con las propiedades de estos para conseguir un efecto u otro. Así mismo, la adición de estos supone un reto que complica la estanqueidad de un sistema que es móvil.

La horquilla telescópica sigue siendo a día de hoy y con diferencia la solución más extendida. Es un sistema robusto y relativamente barato de fabricar. A veces se usa de forma invertida colocando los tubos abajo y las botellas arriba en la búsqueda de una rigidez a flexión que suele ser su mayor tara. Si alguna crítica puede encontrarse a este sistema suele ser que las frenadas bruscas afectan al conjunto flectándolo y hundiéndolo, comportamiento que suele ser indeseable.

Para evitar este tipo de efectos han surgido a lo largo de los años múltiples sistemas que lo corrigen mediante ingeniosas soluciones, por el contrario, suelen añadir bastante peso y complejidad al sistema. Así tenemos algunas opciones interesantes como telelever o duolever que usan un muelle con amortiguador y barras para rigidizar la zona más crítica –Figura 2-14. Estos sistemas han tenido bastante éxito en el segmento Touring pero se han mantenido alejados de modelos más orientados a la competición.



Figura 2-14. Duolever y Telelever (BMW)

Por último existen sistemas que tratan de saltarse la mecánica habitual y recurren a configuraciones sin horquilla de brazo basculante. Estos modelos son similares a los que vienen empleándose en las suspensiones traseras, aunque bastante más complejos, debido a que en esta parte hay que tener en cuenta el funcionamiento del sistema de dirección –Figura 2-15.



Figura 2-15. Sistema de suspensión sin horquilla (Vyrus)

Para hacer referencia a la evolución que ha seguido la fracción trasera de la suspensión se debe retornar una vez más a las cuatro piezas de la estructura básica de la moto, rueda delantera, horquilla, chasis y rueda trasera. Previamente ya se ha explicado como la suspensión llega primero a la moto en la horquilla delantera. Serán el tiempo y las exigencias dinámicas las que lleven a ingenieros y mecánicos a buscar nuevas soluciones para aislar al piloto de las vibraciones que se reciben desde el eje trasero. La estructura tradicional del chasis no permite la traslación de la rueda trasera, por lo que se cambia el esquema tradicional de la moto dividiendo este en dos –Figura 2-16.

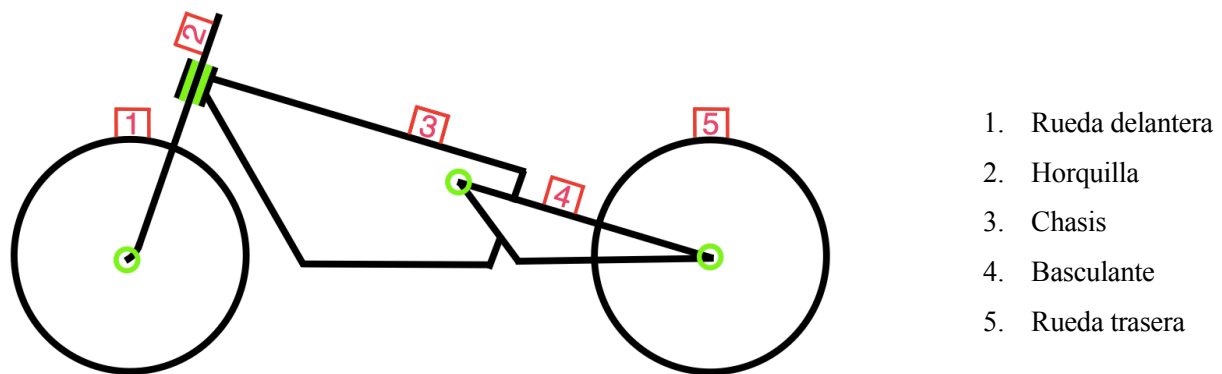


Figura 2-16. Esquema motocicleta con basculante

El basculante es un brazo móvil que sirve como pieza de conexión entre la rueda trasera y el chasis, pivotando sobre este último. Liberar el movimiento del sólido mediante un par de revolución permite aplicar un sistema de amortiguación que de nuevo tiene por objetivo la disipación de energía. El chasis sigue cumpliendo la misma función que realizaba antes y las cargas torsionales se transmiten a él a través de los pares de revolución. Los diseños de basculante han variado bastante a lo largo de los años buscando en algunos casos bajar el centro de gravedad, en otros afinar la maniobrabilidad... El principal inconveniente que conlleva la adición de un basculante se refiere a su punto de unión con el chasis. No se ha de olvidar que el desplazamiento de una moto se produce gracias a la transmisión del giro del motor. Una cadena traslada el movimiento que el motor genera en el piñón de salida hasta la rueda trasera. En la mayoría de los casos, el piñón y el pivote del basculante no son coincidentes. Esto exigiría un basculante demasiado largo y por tanto más voluminoso, solo de este modo podrían soportarse los efectos de torsión. Por ello se asume una excentricidad entre ambos que lleva a un rango de variación de la cadena que modifica la forma en que se transfiere la potencia.

Las suspensiones traseras comenzaron con el desarrollo del basculante y los sistemas de muelles gemelos, que de forma simétrica, asistían la parte posterior de la moto. Las motos de un corte más clásico siguen manteniendo esta configuración aún hoy en día, a pesar de que paradójicamente, esa simetría es la que provoca un comportamiento asimétrico ante la dinámica en curvas, en la cual, cada lateral tiene una respuesta distinta ante ese momento torsor. La conexión de los muelles solía ser una conexión directa del basculante al chasis y la respuesta ante cargas bien balanceadas lineal. Solo un estudio más profundo llevó a las primeras consideraciones de un sistema que tuviese un comportamiento algo más progresivo. Hasta entonces, cualquier diseño de una suspensión trasera podía resumirse en la nada desdeñable tarea de seleccionar una constante elástica para el muelle. No obstante, el que el comportamiento fuese lineal condenaba al mecanismo a una respuesta poco flexible ante los distintos panoramas que enfrentaría el vehículo en su devenir diario. Idealmente, interesaba un sistema “blando” que no afectase al manejo y al confort del piloto y que suavizase las alteraciones de la carretera. Al mismo tiempo, no se pretendía un sistema tan “blando” que pusiese en compromiso la seguridad de la estructura cuando se forzaban los límites del recorrido del mecanismo. En definitiva, se requería una respuesta suave ante las sollicitaciones más bajas y una oposición severa ante las cargas más exhaustivas. La manera de conseguirlo, como se ha visto en los automóviles, no era centrarse en la rigidez del material, de por sí isotrópico, sino en cambiar la rigidez global del conjunto mediante el paso cambiante del muelle –Figura 2-17.



Figura 2-17. Muelles de paso constante y paso variable

Para evitar las asimetrías, se comenzó a instalar un muelle único que tuviese una respuesta más homogénea y además aligerase el peso que introducía un mecanismo redundante. El margen de libertad que deja al diseño de la moto a este tipo de configuraciones son la geometría del muelle antes mencionada y los aceites empleados en la amortiguación. La revolución de la suspensión vendría de la consideración de que mecanismos sencillos posibilitan la obtención de una “rigidez del sistema” que no es implícita al material o al paso del propio muelle. El mecanismo introduce un nuevo elemento de progresividad dependiente de la geometría de este mismo sistema. Dichos mecanismos apenas soportan cargas, ya que el basculante es el que absorbe la gran mayoría de estos efectos. Consecuentemente estos sistemas son compactos y no penalizan demasiado el peso del conjunto. Las configuraciones de estos mecanismos ofrecen múltiples posibilidades –Figura 2-18.

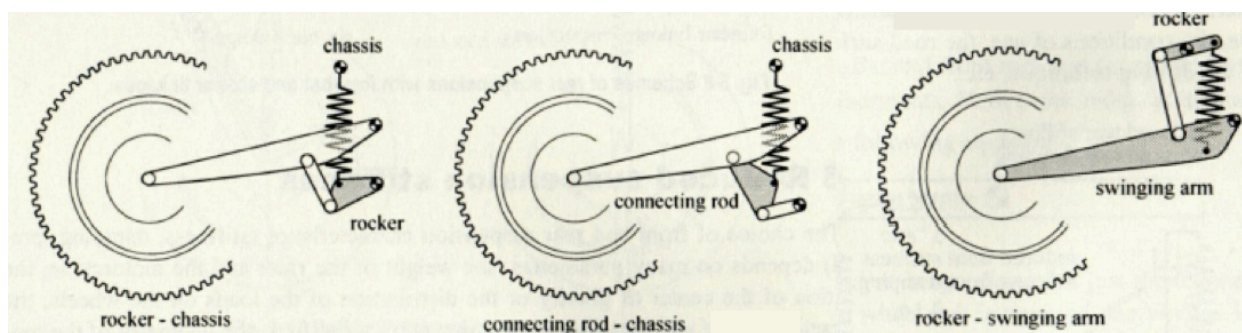


Figura 2-18. Esquemas con posibles configuraciones de mecanismos

En cuanto a lo que es la estructura o la construcción del propio conjunto muelle-amortiguador la evolución ha caminado hacia sistemas parecidos a los que se emplean en los coches. Hoy en día estos sistemas regulan su comportamiento basándose en la geometría del muelle (diámetros, secciones del material, longitud...), los aceites internos y la precarga del dispositivo. La precarga consiste en un roscado del cuerpo exterior que permite comprimir el muelle para saltarse los primeros instantes del comportamiento ante una excitación del dispositivo. Por otro lado las cámaras de aceites pueden ir presurizadas y quedar fuera del conjunto para ahorrar espacio.



Figura 2-19. Conjuntos muelle-amortiguador con distintos tipos de cámaras de aceite

2.3. Modelos de suspensión en USR Engineering

USR Engineering es un equipo joven formado por estudiantes de la Universidad de Sevilla que está en constante evolución, renovando a sus integrantes por completo de una edición a otra. Desde la creación de Motostudent, que afrontará en 2018 su V edición, USR ha tomado parte en todos los eventos que han tenido lugar. En cada nueva etapa, los miembros del equipo afrontan el reto de elegir el diseño de un prototipo desde cero. Para ello, no se cuenta con un bagaje personal que garantice el acierto de una decisión, todo faro-guía es la herencia transmitida año a año y la intuición propia. Se arrastra el inconveniente especial de que las condiciones de partida –motores y equipamiento entregado por la organización–, son cambiantes año a año. El enfoque de la suspensión avanza en simbiosis con la ideología del equipo, vinculado a si la filosofía de éste apuesta más por la practicidad, por la innovación o por cualquier otro tipo de interés. Se verá a continuación un breve resumen de cuál ha sido el enfoque que ha ido tomando la suspensión a lo largo de la vida de este equipo.

En la primera edición de Motostudent, USR apostó por un sistema de bieletas de corte tradicional con una configuración que provocaba bloqueos en algunos puntos del recorrido, situando el amortiguador en posición horizontal ligeramente asimétrica.



Figura 2-20. Prototipo USR I Edición

Para la segunda edición se barajaron los principales sistemas multiarticulados del mercado, dejando en el aire el uso de sistemas flotantes adaptados del ciclismo. Del estudio de todos se optó por un sistema de fácil ensamblaje que minimizase las cargas sobre el amortiguador. El conjunto era una aportación de Motostudent que por razones económicas se decidió mantener inalterado.



Figura 2-21. Prototipo USR II Edición

El sistema de suspensión de la tercera edición quiso dar un paso más allá, materializando la idea del basculante

flotante que se había planteado en la anterior convocatoria. Como se ha indicado, esta era la adaptación de un modelo más propio de bicicletas de descenso que de motos, motivo por el cual se decidió presentarlo como proyecto de innovación del equipo. El sistema se centraba en la disminución del efecto “squat”, una anomalía común en motos de gran cilindrada donde las aceleraciones bruscas provocan el hundimiento de la fracción trasera del vehículo. Así mismo, el sistema reducía el efecto de distensión de la cadena alineando de forma virtual los ejes instantáneos de rotación del basculante y el piñón de salida del motor. El conjunto muelle-amortiguador, en posición asimétrica exterior, era un elemento fijado por la organización. Para esta edición se decidió invertir en una puesta a punto que alteraba la rigidez del muelle e introducía un roscado de precarga.



Figura 2-22. Prototipo USR III Edición

El diseño de USR para la cuarta edición de Motostudent intenta casar conceptos de los dos prototipos anteriores rompiendo con aquellas ideas que no terminaron de funcionar como se esperaba o que simplemente no encajan con el nuevo enfoque del proyecto. Se opta por volver a un sistema de bieletas tipo rocker-link como el de la segunda edición que abandone el estudio del squat y prime la reducción de masas, la conservación del sistema de transmisión y la optimización de un comportamiento progresivo. Aprovechando que el comité no aporta en esta ocasión conjunto muelle-amortiguador se decide focalizar los recursos económicos destinados a la suspensión en la adquisición de un modelo de competición que aporte valor-añadido.



Figura 2-23. Prototipo USR IV Edición

3 OBJETIVOS Y CONDICIONES DE PARTIDA

“El que se empeña en pegarle una pedrada a la luna no lo conseguirá, pero terminará sabiendo manejar la honda.”

- Proverbio árabe -

En términos generales, toda suspensión en un vehículo busca alcanzar un compromiso entre confort y estabilidad que a menudo cuesta aunar. Cuando se trata de un modelo de moto de competición como el que aquí se presenta, las exigencias dinámicas aumentan considerablemente, puesto que el prototipo se ve sometido a unas condiciones que raramente encontrará fuera de circuito. En estos casos, el confort del piloto pasa a un segundo plano –no siendo olvidado-, y se prioriza el rendimiento del vehículo sobre el resto de características.

Una de las principales funciones de la suspensión es permitir la transmisión constante de energía cinética, transformando el giro de la rueda -y por tanto la energía producida en la combustión-, en el desplazamiento de la propia moto. En dicho proceso se procura evitar al máximo las pérdidas en forma de calor derivadas de la fricción entre sólidos. Al mismo tiempo, la suspensión tiene por función proteger la integridad de vehículo y piloto absorbiendo del terreno toda irregularidad que ponga en compromiso la estabilidad dinámica y estructural de la moto.

3.1 Objetivos del proyecto

El objetivo último de este trabajo, es la obtención de un sistema de suspensión trasera para una motocicleta de competición. La consecución de tal fin pasa por la cumplimentación de algunas características que se espera sean intrínsecas al mecanismo y que a continuación se presentan como una lista de objetivos:

- **Objetivo 1.** Respuesta progresiva frente a la entrada de fuerzas externas.

Cuando el mecanismo de la suspensión es cargado, las fuerzas externas que recibe tienden a aproximar la rueda trasera hacia la zona del subchasis y el asiento del piloto. Cuando se produce este efecto, se está dando una compresión del muelle-amortiguador. Es deseable que en los primeros instantes de esta compresión el mecanismo ofrezca una oposición “blanda” que permita aislar al piloto de las irregularidades del terreno y mantener el contacto entre neumático y asfalto. Sin embargo, en las últimas etapas del recorrido la respuesta debe ser “dura”, impidiendo que cargas elevadas pongan en compromiso la seguridad del conjunto. A este comportamiento se le llama progresividad, y a la respuesta inversa, regresividad.

Tómese como posición inicial el mecanismo descargado y con el muelle-amortiguador en su máxima extensión, es decir, con la rueda lo más alejada posible de la zona de asiento del piloto. Si en una gráfica se enfrenta la fuerza aplicada que tiende a comprimir el conjunto frente al desplazamiento del eje trasero de la rueda o la compresión del muelle-amortiguador la respuesta debe ser progresiva, es decir, como ocurre en la parte derecha de la Figura 3-1. Otro tipo de respuesta sería indeseable.

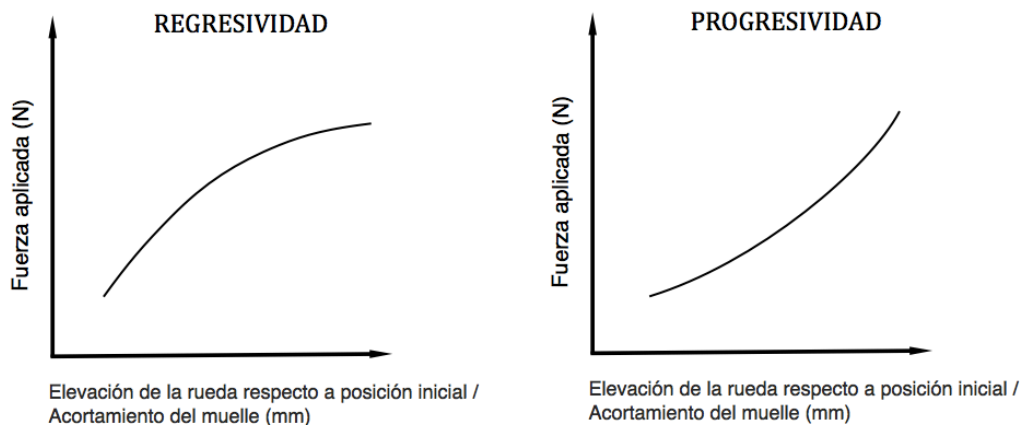


Figura 3-1. Gráficas de progresividad y regresividad

- **Objetivo 2.** Valores de la distensión en la cadena de transmisión inferiores o iguales a los del prototipo previo.

La excentricidad entre el piñón de salida y el pivote del basculante provoca cambios en la tensión de la cadena cuando se provoca el giro de este último durante compresiones y extensiones -Figura 3-2. Esta anomalía debe evitarse en la medida de lo posible ya que provoca ineficiencias a la hora de transmitir el giro del motor a la rueda trasera.

El nuevo mecanismo debe igualar o disminuir los efectos de distensión que provocaba el mecanismo empleado en la edición anterior, puesto que la reducción de estos efectos era uno de sus principales puntos fuertes.

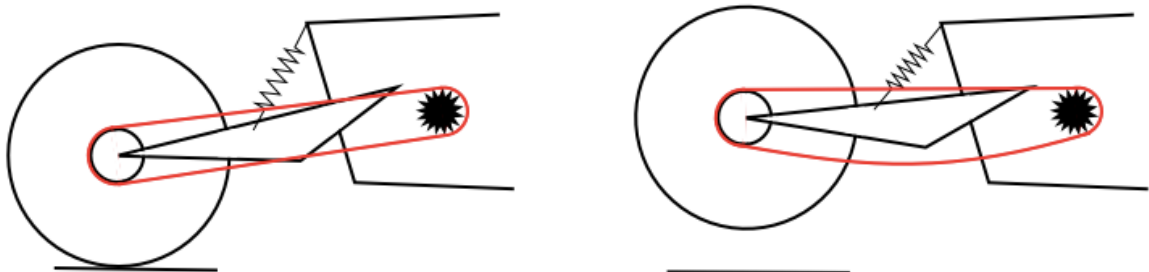


Figura 3-2. Distensión de cadena

- **Objetivo 3.** Garantías de que el sistema superará el ensayo en potro al que es sometido el prototipo por el comité de competición:

La participación del vehículo en la competición Motostudent exige de él una serie de requisitos internos que la organización considera indispensables para garantizar la seguridad de la máquina durante el evento.

Durante las jornadas de competición la organización llama a inspección a cada uno de los prototipos para realizar sobre ellos distintos test. En el apartado de la suspensión, se coloca la motocicleta sobre una plataforma a la cual se fija con cinchas y un sistema de apoyo lateral que la mantiene erguida. Estando así se procede a hacerle un ensayo semi-estático en carga vertical –de aquí en adelante y para evitar confusiones con el ensayo de laboratorio lo llamaremos **ensayo en potro**.

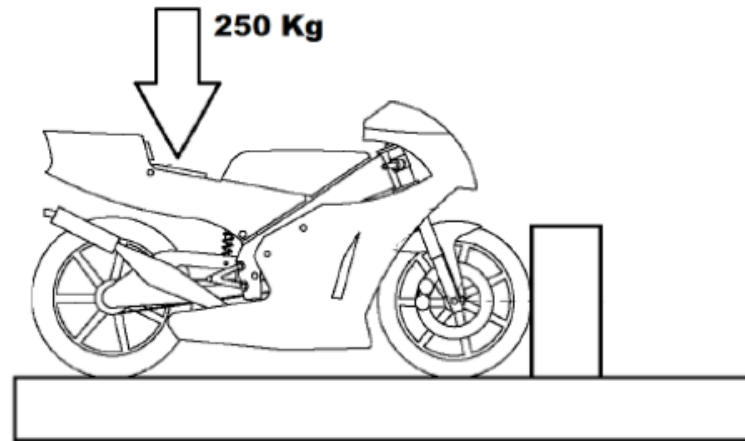


Figura 3-3. Ensayo en potro

El ensayo comienza tomando nota de algunas distancias fundamentales de la geometría de la moto. Seguidamente se aplica de forma vertical y sobre el asiento del piloto –Figura 3.3-, una masa de 250kg que es aplicada y liberada progresivamente por un actuador. Tras este proceso y ya en descarga, se toman nuevamente las distancias anotadas para comprobar que no hay una variación significativa de las longitudes, lo cuál sería indicativo de la deformación del conjunto. El ciclo de operaciones entero se produce dos veces.

Estos mismos ensayos, realizados en forma de simulación, servirán para obtener los valores de las reacciones internas en los pares cinemáticos. Esto permitirá hacer el diseño mecánico de las piezas con garantías suficientes para el correcto funcionamiento del mecanismo durante el ensayo en potro real.

- **Objetivo 4.** Disminución de masas y costes del conjunto respecto al modelo de la edición anterior.

Uno de los principales inconvenientes del conjunto de la suspensión que se presentaba en la edición 2014, Figura 2-29, eran su elevada masa y la necesidad de realizar mecanizados muy caros. Consultando el reglamento, que estipula un peso total mínimo para la moto de 95kg –peso que se tomará como referencia-, y restando de esta cifra los 48kg que suman las aportaciones de obligado uso que hace la organización -motor, sistema de frenos, llantas, neumáticos-, esto deja un margen de 47kg para el diseño completo del resto del prototipo.

En la edición 2014, el sistema de suspensión en conjunto con el basculante sumaban un peso de 17,362kg. Esta es una cifra excesivamente alta si se tiene en cuenta que restada de los 47kg resulta en apenas 30kg. 30kg que deberían incluir horquilla, chasis, ejes del motor, subchasis, radiador, carenado, baterías y cableado... elementos muy másicos que con seguridad superarán la cifra de los 30kg.

El objetivo de este nuevo diseño será rebajar tanto como sea posible la masa del conjunto siempre y cuando no se ponga en entredicho la seguridad del vehículo.

En el aspecto económico, se incurrió en mecanizados con facturas que superaban los 300€, por lo que se persigue de cara a la nueva edición, abaratar esos costes de fabricación cambiando el diseño y adaptando el proceso de fabricación al sistema empleado por el resto de piezas del prototipo.

La consecución de todos estos puntos pasa por el diseño y la construcción de un simulador en Matlab que aproxime la física real del sistema frente a solicitaciones, así como el desarrollo mecánico completo de todas las piezas que conforman el mecanismo. Se dedicará a esta parte el grueso del *Capítulo 4. Desarrollo*.

3.2 Condiciones de partida

Para dar forma desde cero a una suspensión nueva conviene tener claro cuáles son los puntos de partida que permitirán hacerlo desde una posición más ventajosa. En este caso, esos puntos de partida son dos trabajos realizados sobre el mecanismo de suspensión trasera para la edición 2014 de Motostudent–Figura 2.22.

Dichos trabajos son el propio diseño del mecanismo empleado en ese prototipo:

1. Proyecto de Fin de Carrera “*Diseño de mecanismo de suspensión trasera flotante para motocicletas de competición*”, realizado por D. Daniel Holloway Campos y tutorado por D. Daniel García Vallejo.

Así como el trabajo experimental que se llevó a cabo *a posteriori* sobre la suspensión, para estudiar su comportamiento:

2. Trabajo de Fin de Grado “*Análisis numérico y experimental de la suspensión trasera de una motocicleta de competición*”, realizado por D. Martín Sequera Soto y tutorado por D. Daniel García Vallejo.

Ambos textos son pilares sobre los que se extiende el desarrollo de este documento, siendo las referencias [3] y [4] del documento.

3.2.1 Diseño del Mecanismo de Basculante Flotante

El trabajo de D. Daniel Holloway desgana el diseño y la fabricación completos de un mecanismo de 4 barras con basculante flotante –de aquí en adelante **M.B.F.**– que se presentaba a concurso como proyecto de innovación en la edición 2014 de Motostudent. Ver Figura 3-4.

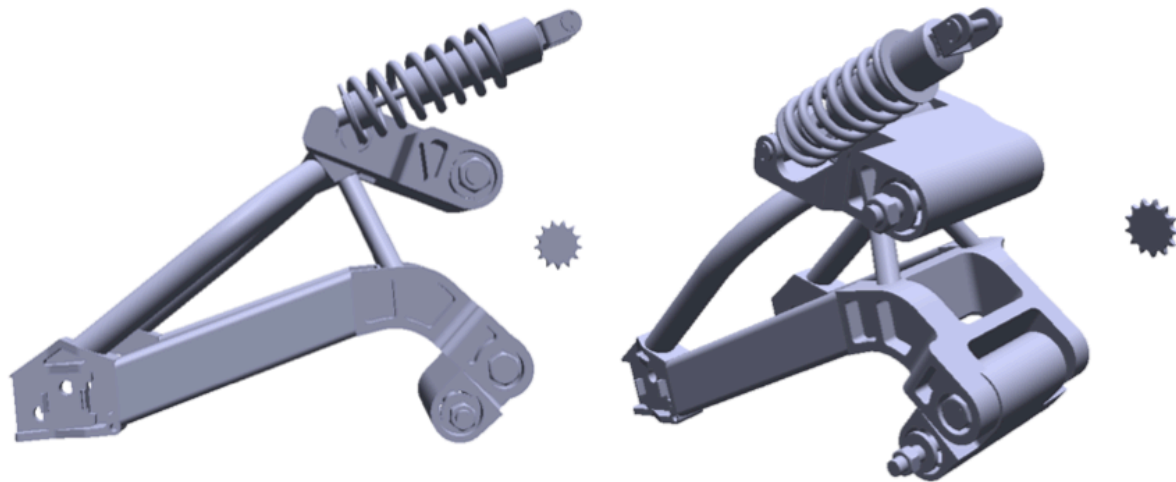


Figura 3-4. Mecanismo de Basculante Flotante empleado en la edición 2014

El sistema era una adaptación de un modelo de suspensión para bicicletas de descenso. Sus puntos fuertes eran la disminución de las distensiones en la cadena y la prevención del efecto “squat”. La disminución de las distensiones se conseguía a través de la eliminación del pivote del basculante y la localización de su CIR entorno al piñón de salida del motor. En cuanto al “squat”, el mecanismo trataba de impedir una anomalía común en motos de gran cilindrada, donde las aceleraciones bruscas provocan la compresión del amortiguador y el consecuente hundimiento del piloto.

Aunque repleto de buenas ideas, el mecanismo contaba con serias desventajas que impulsaron el nacimiento de este proyecto y la búsqueda de una nueva disposición. Valores tan importantes en un modelo de competición como el peso, el volumen y los costes se veían muy penalizados por el diseño. Así mismo, la

geometría del mecanismo presentaba una asimetría que enrarecía la dinámica de la moto, dificultando el montaje y desmontaje en circuito debido a la posición tan inaccesible de sus piezas. Se presentan a continuación los valores de masas en tablas para tener una referencia futura con respecto al **Objetivo 4** de reducción de pesos del nuevo mecanismo:

M.B.F.				
CODIGO	NOMBRE	MASA (Kg)	MATERIAL	FUENTE
BIELETA_INF_H07	Bieleta inferior	2,1	Aluminio 7075 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta inferior-basculante izquierdo	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta inferior-basculante derecho	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_PEQ	Casquillo bieleta inferior-basculante izquierdo	0,017	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_PEQ	Casquillo bieleta inferior-basculante derecho	0,017	Aluminio 6082 T6	Propia
EJE_BI_BASC	Eje bieleta inferior-basculante	0,482	Acero F127	Propia
M20_HEX	Tuerca bieleta inferior-basculante	0,057	Acero F127	Propia
EJE_BI_CHASIS	Eje bieleta inferior-chasis	0,458	Acero F127	Propia
M16_HEX	Tuerca bieleta inferior-chasis	0,004	Acero F127	Propia
Rodamientos	2x Koyo 4204	0,33	Compuesto	Koyo
Rodamientos	2x Koyo 4205	0,378	Compuesto	Koyo
BIELETA_SUP_H07	Bieleta superior	3,96	Aluminio 7075 T6	Propia
EJE_BS_BASC	Eje bieleta superior-basculante	0,452	Acero F127	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-basculante izquierdo	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-basculante derecho	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-chasis izquierdo	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-chasis derecho	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
M20_HEX	Tuerca bieleta superior-basculante	0,057	Acero F127	Propia
EJE_AMORT_BS	Eje bieleta superior-amortiguador	0,065	Acero F127	Propia
M10_HEX	Tuerca bieleta superior-amortiguador	0,011	Acero F127	Propia
EJE_BS_CHASIS	Eje bieleta superior-chasis	0,633	Acero F127	Propia
M20_HEX	Tuerca bieleta superior-chasis	0,057	Acero F127	Propia
Rodamientos	4x Koyo 4205	0,756	Compuesto	Koyo
BASCULANTE	Basculante	6,033	Aluminio 6082 T6	Propia
SUSP TRASERA	Amortiguador	1,317	Compuesto	Aportación Organización
EJE_AMORT_OREJ	Eje amortiguador-chasis	0,041	Acero F127	Propia
M8_HEX	Tuerca amortiguador-chasis	0,005	Acero F127	Propia
TOTAL M.B.F.		17,362		

Tabla 3-1. Masas del Mecanismo con Basculante Flotante

Puede verse en la Tabla 3-1 el elevado valor de masa que toma el conjunto llegando a los 17,362 kg. Aunque el basculante tiene un peso relativamente normal, parte de los sólidos principales- bieletas superior e inferior- son muy pesados. Se observa además que el conjunto incluye una gran cantidad de elementos auxiliares así como rodamientos y ejes necesariamente grandes.

3.2.2 Descripción del ensayo de laboratorio

Por otra parte, y para terminar de hacer el análisis crítico del mecanismo a mejorar, se tiene el trabajo de D. Martín Sequera. En él se realizaban diversos experimentos sobre el cuerpo de la suspensión trasera que tenían por objetivo ensayar una moto que apenas sí tuvo recorrido en circuito.

Particularmente interesante resultaba un experimento de carga progresiva que se hacía sobre la suspensión, puesto que era una aproximación muy buena del ensayo en potro que una vez en el circuito se hace a los prototipos, -ensayo mostrado como requisito a superar en el **objetivo 3**.

En el caso de D. Martín Saquera, ante la falta de medios mecánicos para reproducir el ensayo de circuito en laboratorio, se decide fabricar unas placas que permitan desacoplar el mecanismo de la moto e insertarlo en una columna de ensayos. Así dispuesto y una vez retirada la rueda trasera, se coloca sobre el eje de la rueda un actuador que permite cargar y descargar el conjunto, ver Figura 3-5. A este experimento, para evitar futuras confusiones con el ensayo en potro, lo denominaremos **ensayo de laboratorio**.

No hay duda de que esta solución es una aproximación muy inteligente del ensayo en potro. Sabiendo que la carga del asiento se distribuye entre los ejes trasero y delantero en un margen de porcentaje 43-57 / 50-50 [2], es razonable aplicar una fuerza equivalente y hacia arriba sobre el eje trasero para sustituir a la acción del potro.



Figura 3-5. Montaje final TFG D. Martín Sequera

En el ensayo de laboratorio, se trabaja bajo unas condiciones más exigentes que las del circuito, introduciendo en el eje fuerzas superiores a los 250N a una velocidad del actuador de 1/3 mm/s y una descarga a 2/3 mm/s, de manera que las inercias no tengan influencia en el proceso completo.

El ensayo de laboratorio arroja dos resultados que serán especialmente valiosos para este trabajo. Uno es cualitativo, -la resistencia mecánica del conjunto al ensayo sin roturas o fallos-, y otro cuantitativo, - el de la progresividad del mecanismo –Figura 3-6.

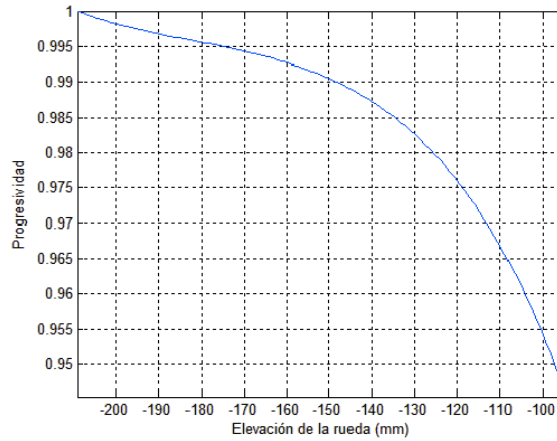


Figura 3-6. Adimensionalización de la progresividad

La Figura 3-6 representa el análisis de la progresividad adimensionalizada [3], según la fórmula:

$$Prog(j) = \frac{S_{56}(j) - S_{56}(j+1)}{y_{Rueda}(j+1) - y_{Rueda}(j)} \bigg/ \frac{S_{56}(1) - S_{56}(2)}{y_{Rueda}(2) - y_{Rueda}(1)}$$

Donde:

S_{56} : longitud del muelle-amortiguador

y_{Rueda} : altura del eje trasero

Puede observarse en la Figura 3-6 como la adimensional de la progresividad va disminuyendo conforme se eleva la rueda, lo que refleja un comportamiento regresivo indeseable, fruto del diseño para la prevención del “squat”. Forma parte del **Objetivo 1**, impedir este efecto en la nueva configuración.

3.3 Estructura

Antes de saltar al contenido principal de este trabajo conviene revisar de que manera se estructurará el contenido del desarrollo. La línea de exposición sigue de una forma bastante fiel y paralela la línea de trabajo que ha llevado a la materialización del prototipo. Se presenta un esquema en fases que ha permitido la organización en el tiempo y la coordinación de tareas usando diagramas de Gantt para casar las interdependencias. Esta forma de trabajo ha permitido llevar a cabo de forma simultánea el diseño de suspensión, chasis y basculante, siendo estos últimos dependientes de departamentos distintos dentro del equipo.

Fase I. Esquema Básico del Mecanismo.

Planteamiento de la estrategia. Limitaciones del método. Selección del tipo de mecanismo

Fase II. Desarrollo del Simulador

Planteamiento de las ecuaciones. Ensayo de laboratorio (validación del código). Ensayo en potro (obtención de reacciones).

Fase III. Desarrollo Mecánico

Selección del método de fabricación. Descripción de materiales. Diseños en CATIA. Adquisición de muelle y amortiguador. Selección de rodamientos y cálculo de ejes. Ensayos en Ansys. Listado de masas.

Fase IV. Desarrollo Económico

Modelos de financiación. Aportación de la empresa a la materialización del proyecto.

4 DESARROLLO

“No business will ever be able to take away the adventuresome, and somewhat crazy, nature of the motorcycle.”

- Vittore Cossalter -

Este capítulo compone el núcleo central de este documento. El contenido se presenta de manera bien diferenciada en una serie de etapas muy distintas entre sí, desde la fase de prediseño a la recepción en mano de un producto terminado. Cada fase agrupa un conjunto de tareas con un nexo común, que puede ser un método de trabajo, un software o la propia gestión de recursos. Sería una idealización pensar que no ha existido iteración del método, que cuando se ha finalizado una fase no se ha tenido que reabrir con objeto de hacer alguna modificación. Nada más lejos de la realidad. Este proceso se testa a sí mismo a cada paso que da, siendo recurrentes las revisiones de conceptos y diseños en pro de un sistema más cohesivo.

4.1 Fase I. Esquema Básico del Mecanismo

4.1.1 Planteamiento de la estrategia

El planteamiento de una estrategia será el primer problema que habrá que enfrentar para la sustitución del mecanismo de basculante flotante (M.B.F.) que se presentaba en el capítulo 3. El camino a seguir debe atacar los objetivos que se exponían y aprovechar los puntos de partida definidos. Solo así es posible obtener una ventaja comparativa sobre un hipotético diseño que partiese desde cero y sin referencias previas.

ELECCIÓN DEL MECANISMO

En primer lugar se debe elegir una configuración que por definición propia asiente las bases de un sistema factible para la consecución de los objetivos prioritarios. Es decir, si se necesita progresividad, se necesita un mecanismo multi-articulado, no un simple muelle-amortiguador uniendo chasis y basculante. Se requiere un mecanismo compacto, preferiblemente simétrico, de fácil montaje y desmontaje...

CONSTRUCCIÓN DEL SIMULADOR

Una vez seleccionado el tipo de configuración hay que empezar a trabajar en la obtención de su geometría. La base para el diseño y construcción de dicha configuración será la creación de un modelo matemático predictivo que sea capaz de implementar su funcionamiento en tiempo real ante distintos tipos de excitación. Para ello se construirá un simulador utilizando Matlab que estudie la dinámica directa y se apoye en algunas de las potentes herramientas de integración que ofrece este software.

Este simulador se parametrizará de forma que permita pasar de una configuración M.B.F. hacia cualquier configuración nueva que se diseñe. La validez de los resultados que arroje el simulador vendrá testada por los ensayos experimentales del trabajo de D. Martín Sequera. El grado de aproximación que exista entre el ensayo de laboratorio del mecanismo M.B.F., y el mismo experimento reproducido en el simulador, determinará la relación que existe entre la simulación del nuevo mecanismo y el futuro ensayo en potro que se ejecutará en el circuito. Al término de la construcción del simulador se debe dirimir si se han conseguido los **objetivos 1 y 2**

del mecanismo.

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS

Una vez obtenida geometría y resultados, se hará uso de las reacciones que entrega el simulador para ejecutar el desarrollo mecánico de las piezas. Esto se hará a través del proceso iterativo de diseño gráfico y estudio por el método de los elementos finitos. Se seleccionarán así mismo los materiales adecuados para cada pieza, se calcularán ejes y rodamientos, y se elegirá muelle-amortiguador. En disposición de todo podrá hacerse una lista detallada de las masas del conjunto que permita la comparación de los mecanismos. Al término de la fase de diseño y fabricación deben de evaluarse los **objetivos 3 y 4**.

ANÁLISIS ECONÓMICO

Por último se analizará la implicación económica de la empresa local en el proyecto, sin la cuál la materialización del mismo hubiese sido imposible.

4.1.2 Limitaciones del método

A continuación se presentan algunos de los principales factores que restringen el diseño del mecanismo asomándose a las fronteras de su aplicación y a los límites de su fiabilidad.

4.1.2.1 Limitaciones del conjunto muelle-amortiguador

En primer lugar existen aquellas limitaciones que vienen dadas por normativa. El comité de competición limita el uso de amortiguadores activos que incluyan cualquier tipo de ayudas electrónicas embebidas. Así mismo los amortiguadores han de ser de tipo convencional, sin cámaras o botellas externas, Figura 4-1, y que no sean de tipo presurizado. Quitando eso el resto de la configuración es de libre disposición, valorándose aspectos como la selección del muelle o la elección de la precarga a través de roscados en el cuerpo del amortiguador.

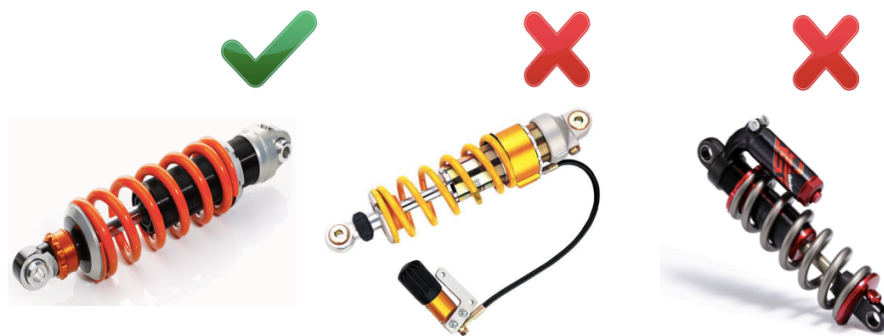


Figura 4-1. Limitaciones del conjunto muelle-amortiguador

4.1.2.2 Limitaciones geométricas

Como limitación espacial el sistema parte de una gran libertad a la hora de seleccionar la geometría de la configuración. Demasiados parámetros abiertos *a priori* que aunque una ventaja inicial suponen una complicación computacional a la hora de obtener un resultado óptimo. No obstante la materialización de los diseños de basculante y chasis así como la posición del motor y sus ejes van reduciendo la zona de búsqueda a un campo cada vez menor en un proceso de diseño iterativo. Los volúmenes de los distintos sólidos van convergiendo a una solución atendiendo a las configuraciones que dicta el simulador y las posibilidades reales de implementación. Se ha de establecer un orden de prioridad ante los posibles conflictos entre piezas en el cuál se determine que parte debe modificarse primero. En cualquier caso, se persigue potenciar esa compacidad y simetría de la que hablábamos en apartados previos.

4.1.2.3 Limitaciones del modelo

Las limitaciones del modelo competen más a los aspectos de aplicación y fiabilidad de los que se hablaba en el encabezamiento. A la hora de llevar a cabo el diseño de un simulador no han de perderse de vista los errores que se arrastran a lo largo del proceso completo. Los mismos métodos que permiten la validación del sistema pueden ser los responsables de insertar dichos errores, partiendo del preciso instante en que se realiza el ensayo de laboratorio. Habrán de tenerse en cuenta por ello fallos introducidos por el instrumental a la hora de tomar medidas experimentales, así como posibles omisiones del operario con durante la manipulación.

Los experimentos se producen en unas condiciones muy controladas y no en circulación real. Existirán errores de simulación debido a que no se tienen en cuenta efectos como el rozamiento y la pérdida de energía cinética en cada uno de los pares cinemáticos, ya que estos son realmente difíciles de cuantificar y generan en sí mismos trabajos completos. Errores derivados de la simplificación de las fuerzas que entran en el mecanismo. Errores a la hora de configurar el nuevo sistema a partir de la base anterior. Además, se ha de decir que este modelo excluye en sus cálculos la influencia del neumático en el proceso de amortiguamiento. Este es un elemento de capital importancia en la absorción de las irregularidades del terreno y su no inclusión generará divergencias con la realidad del vehículo. Así mismo se omiten en el trabajo cálculos de modos de vibración o números explícitos sobre el comportamiento a fatiga de las piezas -más allá de ejes. El uso puntual del vehículo en una jornada única de carreras permite licencias en el diseño que no cabrían ante una temporada completa de pruebas.

4.1.3 Selección del tipo de mecanismo

Habiendo visto todo el trabajo de análisis previo que requiere un proyecto de estas características - planteamiento de objetivos, esquemas de desarrollo-, llega por fin el momento del folio en blanco y el análisis de mercado. Las soluciones existentes para sistemas de suspensión ofrecen posibilidades muy distintas; desde sistemas clásicos y muy aparatosos como es el doble amortiguador, hasta aquellos extremadamente simples con un solo amortiguador uniendo basculante y chasis.

El uno puede ser descartado por voluminoso y redundante, características poco interesantes para un modelo de competición. El otro, puede resultar interesante desde el punto de vista de la baja adición de masas, aunque es un tipo que da poco juego a la rigidez, y solo emplea a tal efecto el paso cambiante del muelle.

El que el objetivo sea construir un prototipo de carreras permite extraer conclusiones muy interesantes. Obviamente se prevé que el modelo circule en circuito cerrado, lo cual garantiza un piso asfaltado adecuadamente, sin baches o irregularidades notables. Por otro lado está la entrega por parte de la organización –ver Figura 4-2- de un motor de 250c.c., así como de unos juegos de llantas y neumáticos que en conjunto suman un peso de 48kg. Consultando el reglamento, que estipula un peso total mínimo para la moto de 95kg – peso que será tomado como referencia-, esto deja un margen de 47kg para el diseño completo del resto del prototipo. Lo cual, haciendo números al aire, deja un margen muy escueto al diseño de la suspensión trasera.



Figura 4-2. Aportaciones de la organización

Comercialmente, sí existen sistemas que permiten jugar con la geometría para obtener la progresividad deseada. Todos ellos se basan en la idea de un mecanismo de cuatro barras asistido por el amortiguador para la regulación del movimiento. Así tenemos, Pro-link para Honda, Full-Floater para Suzuki- ver Figura 4-3. [2]



Figura 4-3. Pro-link(Honda), Uni-trak(Kawasaki) y Full-floater(Suzuki)

El sistema de partida a implementar tendrá su base en este tipo de configuraciones, siguiendo un esquema burdo como el que se muestra en la Figura 4-4:

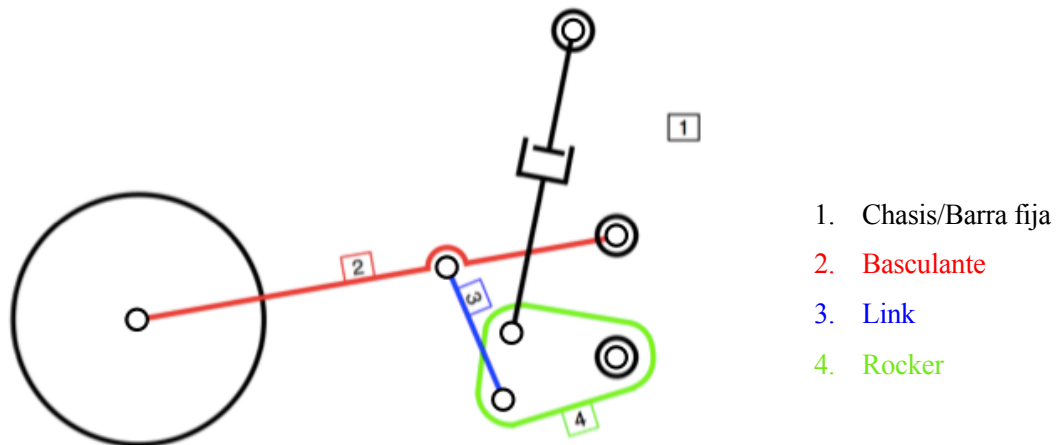


Figura 4-4. Esquema básico del mecanismo

El chasis o sólido 1, hace de barra fija para el mecanismo. La introducción de las fuerzas se hará a través del basculante (sólido 2), que recibe las fuerzas del suelo a través de la rueda. El basculante comunica el esfuerzo al link (sólido 3), y este a su vez lo transmite al rocker (sólido 4). El amortiguador actúa pasivamente conectando rocker y chasis. A este sistema se hará referencia de aquí en adelante como **Mecanismo Rocker-Link** (abreviadamente **M.R.L.**).

4.2 Fase II. Desarrollo del Simulador

4.2.1 Planteamiento de las ecuaciones

La implementación del código se hará en formato .m (Matlab). Se hará una descripción paramétrica en coordenadas de referencia orientada a la simulación multibody 2-D. Se tomará un sistema de referencia global del conjunto y un sistema de referencia local asociado a cada sólido, desde el cual se podrá llamar a cualquiera

de los pares cinemáticos que contiene. Los códigos se podrán consultar en el Anexo de este documento.

El planteamiento de las ecuaciones responde a una matemática muy sencilla que se presenta a continuación en forma de ecuaciones escalares:

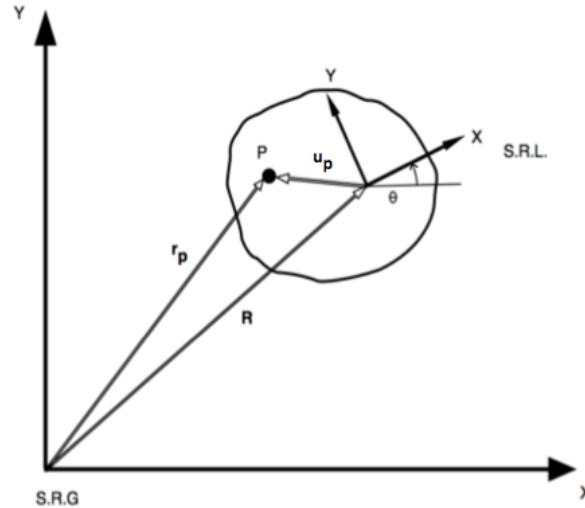


Figura 4-5. Representación de un punto en coordenadas de referencias

- Grados de libertad

$$g=n-m$$

g = nº de grados de libertad del mecanismo.

n = nº de coordenadas.

m = nº de restricciones que relacionan las coordenadas.

- Coordenadas generalizadas

$$\mathbf{q}=[R_x, R_y, \theta]^T$$

El vector de coordenadas generalizadas proporciona sólido a sólido el Sistema de Referencia Local (S.R.L.) con respecto al Sistema de Referencia Global (S.R.G.). Tanto sus coordenadas $\mathbf{R}=(R_x, R_y)$, como el giro de este(θ). Es decir, por cada sólido implicado provee 3 coordenadas.

- Vector de posición de un punto (Figura 4-5)

$$\mathbf{r}_p = \mathbf{R} + \mathbf{A} \cdot \mathbf{u}_p$$

Localiza el S.R.L. a través de \mathbf{R} , designando la posición del punto P mediante la proyección del vector \mathbf{u}_p . Esto será muy útil para el posicionamiento de los pares cinemáticos. Permite el cálculo de velocidades y aceleraciones.

$$\mathbf{v}_p = \dot{\mathbf{R}} + \dot{\mathbf{A}} \cdot \mathbf{u}_p$$

$$\mathbf{a}_p = \ddot{\mathbf{R}} + \ddot{\mathbf{A}} \cdot \mathbf{u}_p$$

- Matriz de giro

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\text{sen } \theta \\ \text{sen } \theta & \cos \theta \end{bmatrix}$$

Permite el giro del vector $\mathbf{u_p}$, para su proyección sobre el S.R.G.

A continuación, la definición de los pares cinemáticos empleados:

- Par de revolución (Figura 4-6)

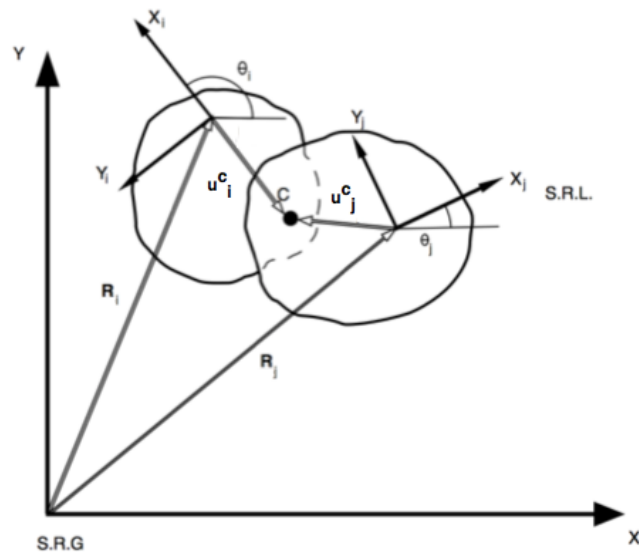


Figura 4-6. Par de revolución de coordenadas de referencia

Ecuaciones de restricción $\rightarrow \mathbf{C}^R(\mathbf{q}) = \mathbf{R}^i + \mathbf{A}^i \cdot \mathbf{u}_c^i - \mathbf{R}^j - \mathbf{A}^j \cdot \mathbf{u}_c^j = \mathbf{0}$

- Par prismático (Ver Figura 4-7)

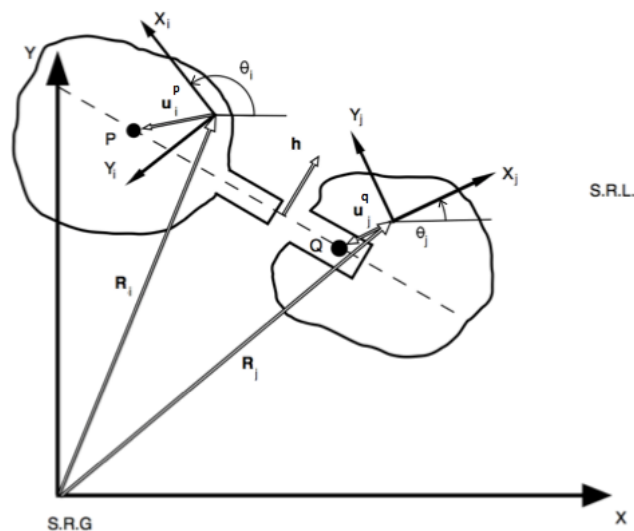


Figura 4-7. Par prismático en coordenadas de referencia

$$\text{Ecuaciones de restricción} \rightarrow \mathbf{C}^P(\mathbf{q}) = \begin{cases} (\mathbf{A}^i \cdot \mathbf{h}^i)^T \cdot (\mathbf{R}^j + \mathbf{A}^j \cdot \mathbf{u}_c^j - \mathbf{R}^i - \mathbf{A}^i \cdot \mathbf{u}_c^i) = 0 \\ \theta^i - \theta^j - \alpha = 0 \end{cases}$$

Las geometrías básicas tanto del mecanismo a mejorar como del mecanismo a diseñar está compuesta por cinco sólidos más la barra fija o chasis, por tanto, comparten una misma lectura de \mathbf{q} .

$$\mathbf{q} = [R_{x2}, R_{y2}, \theta_2, R_{x3}, R_{y3}, \theta_3, R_{x4}, R_{y4}, \theta_4, R_{x5}, R_{y5}, \theta_5, R_{x6}, R_{y6}, \theta_6]$$

Ambas presentan seis pares de revolución y un par prismático.

$$\mathbf{C}^{\text{PARES}}(\mathbf{q}) = [\mathbf{C}^{\text{RA}}(\mathbf{q}), \mathbf{C}^{\text{RB}}(\mathbf{q}), \mathbf{C}^{\text{RC}}(\mathbf{q}), \mathbf{C}^{\text{RD}}(\mathbf{q}), \mathbf{C}^{\text{RE}}(\mathbf{q}), \mathbf{C}^{\text{RF}}(\mathbf{q}), \mathbf{C}^{\text{P}}(\mathbf{q})]^T$$

Se tienen 15 incógnitas y 14 restricciones geométricas.

Mediante operaciones simbólicas se calcularán las matrices jacobianas \mathbf{C}_q y \mathbf{C}_t , para obtener de ellas $\dot{\mathbf{q}}$ y $\ddot{\mathbf{q}}$.

$$\mathbf{C}_q = \begin{bmatrix} \frac{\partial C_1}{\partial q_1} & \frac{\partial C_1}{\partial q_2} & \cdots & \frac{\partial C_1}{\partial q_n} \\ \vdots & \ddots & & \\ \frac{\partial C_n}{\partial q_1} & \frac{\partial C_n}{\partial q_2} & \cdots & \frac{\partial C_n}{\partial q_n} \end{bmatrix} \quad \mathbf{C}_t = \left[\frac{\partial C_1}{\partial t} \quad \cdots \quad \frac{\partial C_n}{\partial t} \right]^T$$

$$\dot{\mathbf{q}} = -\mathbf{C}_q^{-1} \cdot \mathbf{C}_t \quad \ddot{\mathbf{q}} = -\mathbf{C}_q^{-1} \cdot (\dot{\mathbf{C}}_t \cdot \dot{\mathbf{q}} + \ddot{\mathbf{C}}_t)$$

La adición de fuerzas para el estudio de la dinámica directa sustituye a la ecuación de movimiento a la hora de equilibrar la cantidad de ecuaciones y de incógnitas en el mecanismo. Modelar correctamente estas fuerzas que envuelven al conjunto supone la parte más complicada del desarrollo. A continuación se presenta una lista de las mismas:

- Fuerzas de gravedad (\mathbf{F}_{grav})

$$\mathbf{F}_{\text{grav}} = [0 \ -g \cdot m_2 \ 0 \ 0 \ -g \cdot m_3 \ 0 \ 0 \ -g \cdot m_4 \ 0 \ 0 \ -g \cdot m_5 \ 0 \ 0 \ -g \cdot m_6 \ 0]$$

La adición de fuerzas de gravedad requiere de la introducción de inercias y masas. El registro de estas debe hacerse de forma inmediata —en el código a través de la función `parameters.m` (Ver Anexo)—, ya que cualquier modificación de las geometrías alterará ambas. A su vez, la modificación de inercias y masas puede adulterar el funcionamiento del mecanismo y requerir un cambio de geometría, por lo que es un procedimiento que hay que manejar con cuidado. La aplicación de las fuerzas gravitatorias se lleva a cabo sobre el centro de gravedad (c.d.g.) de cada sólido en la dirección vertical del S.R.G.

- Fuerza elástica del muelle (\mathbf{F}_k)

$$\mathbf{F}_k = -k \cdot \delta$$

δ =elongación

La fuerza del muelle es dependiente linealmente de la distancia entre los pares de revolución de 5 y 6, es decir, de la elongación. Su aplicación se hace de forma local girándose *a posteriori* para ser proyectada sobre el sistema global. La fuerza modela el comportamiento del muelle con la constante elástica que se haya seleccionado para este cuando el mecanismo se encuentra a compresión. Para distancias entre pares superiores a la de elongación máxima, la k tiende a una rigidez infinita, simulando el comportamiento de un sólido rígido, en definitiva, un impacto.

- Fuerza de amortiguación (\mathbf{F}_{am})

$$\mathbf{F}_{am} = -c \cdot \dot{\delta}$$

$\dot{\delta}$ =velocidad de elongación

La fuerza de amortiguamiento depende linealmente de la velocidad de compresión y se presenta igualmente a nivel local, necesitando un giro de matriz para casar su lectura con el resto de la descripción global.

- Fuerza aplicada (\mathbf{F}_{aplic})

\mathbf{F}_{aplic} = Fuerza exterior introducida en el sistema para ensayarlo.

Estas solicitaciones pueden adaptar la forma deseada se aplican sobre el eje de la rueda trasera por lo que para ser transmitidas al mecanismo es necesario realizar el traslado de la carga al c.d.g. del sólido basculante.

La definición de las fuerzas y la matriz de masa de los mecanismos son condición fundamental para el cálculo de la dinámica directa. Dicho cálculo se hará mediante el uso combinado de Ecuaciones Diferenciales y Algebraicas (DAE). Las ecuaciones DAE son una herramienta muy potente y el eje central de este trabajo, cualquier paso que se ha dado previamente ha preparado el terreno para el empleo de las mismas.

$$\text{DAE} \begin{bmatrix} \rightarrow & \mathbf{M} \\ \mathbf{C}_q & \underline{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{C}_q^T \\ \lambda \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{Q}_d - \mathbf{Q}_{BAUM} \end{bmatrix}$$

Matriz de masas

$$\mathbf{M}=[15 \times 15]$$

Matriz diagonal con el vector $[m_2 \ m_2 \ I_2 \ \dots \ m_6 \ m_6 \ I_6]$ en la diagonal.

Vector de restricciones cinemáticas

$$\mathbf{C}=[14 \times 1]$$

Vector que contiene a las ecuaciones de restricción.

Matriz jacobiana

$$\mathbf{C}_q = [14 \times 15]$$

Vector de aceleraciones

$$\ddot{\mathbf{q}} = [15 \times 1]$$

Representa la segunda derivada del vector de coordenadas generalizadas \mathbf{q} .

Multiplicadores de Lagrange

$$\boldsymbol{\lambda} = [14 \times 1]$$

Representa las componentes de las reacciones en los pares cinemáticos.

Vector de fuerzas

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_{\text{grav}} + \mathbf{F}_k + \mathbf{F}_{\text{am}} + \mathbf{F}_{\text{aplic}}$$

$$\mathbf{Q}_d = -\dot{\mathbf{C}}_q \cdot \dot{\mathbf{q}} - \dot{\mathbf{C}}_t$$

$$\mathbf{Q}_{\text{BAUM}} = 2 \cdot a \cdot (\mathbf{C}_q \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_t) + b^2 \cdot \mathbf{C}$$

a y b constantes de Baumgarte [4]

Conocidos todos estos datos, queda explicar como el código hace uso de este sistema de ecuaciones para resolver la dinámica directa.

A través de la geometría de partida del mecanismo puede obtenerse un vector de coordenadas inicial, \mathbf{q}_0 . Añadiendo una velocidad inicial, $\dot{\mathbf{q}}_0$ -que suele ser condición nula-, se tienen las dos condiciones de contorno necesarias para poner a trabajar al integrador.

A partir de las condiciones iniciales en posición y velocidad que se han entregado, \mathbf{q}_0 y $\dot{\mathbf{q}}_0$, usando las restricciones, \mathbf{C} , y las fuerzas, \mathbf{F} , que se han introducido en el mecanismo, las ecuaciones DAE devuelven un vector de aceleraciones, $\ddot{\mathbf{q}}$. Dicho vector junto con las velocidades es todo lo que necesita una herramienta de integración potente – de las librería de Matlab se escoge una habitual como ode45-, para calcular la posición, \mathbf{q} , del mecanismo en el intervalo de tiempo que se haya especificado.

Será esta ejecución del integrador durante un periodo de tiempo concreto, la que permitirá posteriormente hacer la representación gráfica en tiempo real.

4.2.2 Ensayo de laboratorio (Validación del código)

En el siguiente apartado se hará uso del experimento que se presentaba en el subcapítulo 3.2.2 *Descripción del ensayo de laboratorio* para dirimir la relación que guarda la simulación con la realidad, y obtener del M.B.F. datos sobre la geometría del mecanismo y su comportamiento. Se muestran en la Tabla 4-1 las constantes asociadas al ensayo:

CONSTANTES ASOCIADAS AL ENSAYO DE LABORATORIO

g (aceleración de la gravedad)= $9,81 \frac{m}{s^2}$	Longitud del muelle en descarga= 268 mm
K (constante elástica del muelle)= $105000 \frac{N}{m}$	Fuerza de precarga en el muelle= 1207,5 N
C (constante de amortiguación)= $1000 \frac{N}{m/s}$	Fuerza aplicada= 2700 N

Tabla 4-1. Constantes asociadas al ensayo de laboratorio

Para la configuración del M.B.F., la condición límite de fallo no viene dada por la compresión última del muelle o la intersección del perímetro de la rueda trasera con el subchasis. El límite del mecanismo es un punto de bloqueo en éste, que se da para los valores que se muestran en Tabla 4-2.

CONDICIONES LÍMITE GEOMÉTRICAS M.B.F. (Posición inicial-punto de bloqueo del mecanismo)

Elevación inicial-final de la rueda (respecto a posición inicial)= 0-182,6 mm

Longitud inicial-final del muelle en carga= 268-194,8 mm

Compresión inicial-final del conjunto muelle-amortiguador= 0-73,1 mm

Distensión inicial-final de cadena= 0-10,6 mm

Tabla 4-2. Condiciones límite geométricas M.B.F.

Empleando el simulador se compara la relación entre los resultados del ensayo real de laboratorio hecho sobre el M.B.F. y los resultados de la ejecución del simulador para dicha configuración.

Se presentan en la Figura 4-8 ambas gráficas enfrentadas. El análisis de las mismas permitirá validar e interpretar los resultados para el posterior uso de la herramienta de simulación en el cálculo del M.R.L., objetivo definitivo de este trabajo.

El ensayo que se reproduce en la Figura 4-8 es un ensayo semiestático en el cual se cargan entorno a 2700 N de fuerza. La velocidad de aplicación de carga del actuador es de 1/3 mm/s, seguida de la posterior descarga a 2/3 mm/s, de esta manera la inercia no tiene influencia en el proceso completo.

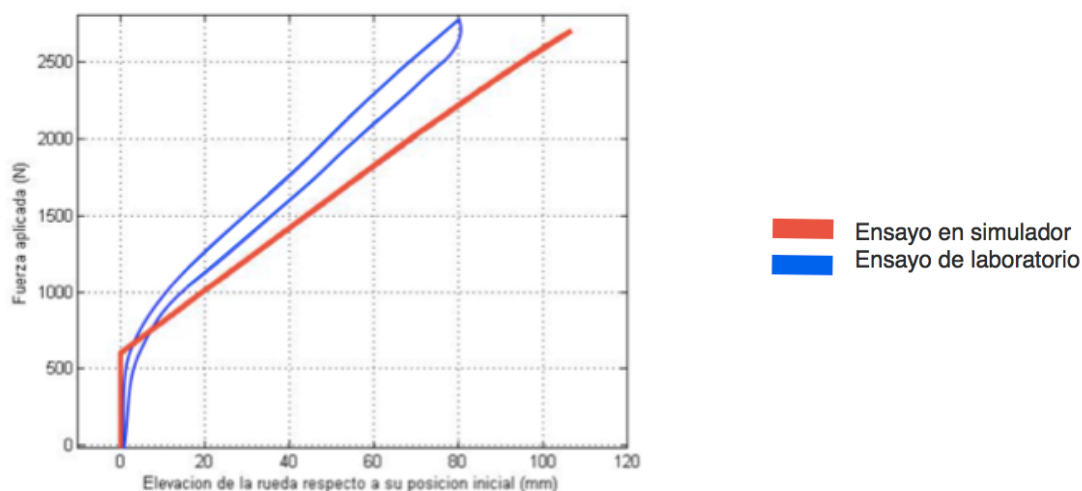


Figura 4-8. Superposición de ensayos

Pueden apreciarse a simple vista algunas diferencias llamativas. La carga y la descarga se producen por la misma línea en el modelo analítico, dándose cierta histéresis en el modelo experimental. Estrictamente, la respuesta de un amortiguador no es igual en carga que en descarga puesto que su funcionamiento no pretende ser perfectamente simétrico.

Otra diferencia notable, puede verse al comienzo de las gráficas. Para el modelo analítico, la precarga provoca un desplazamiento nulo en los instantes iniciales, y una curva de pendiente decreciente en el modelo experimental. El comportamiento analítico en esa zona es una idealización. Hasta que no se supera la fuerza que introduce la precarga en el conjunto muelle-amortiguador no hay una respuesta del sistema propiamente dicho. La realidad, es que el mecanismo tiene una cedencia natural derivada de la holgura entre piezas, el asentamiento del propio actuador sobre el conjunto, y el comportamiento elástico de los materiales.

Último y más importante es el análisis cuantitativo de los valores de las respuestas. El ensayo real en laboratorio presenta una pendiente mayor que la del modelo analítico. Esto supone que a igual fuerza la simulación ofrece un desplazamiento mayor. Esta discrepancia de resultados se debe a que la transmisión de fuerzas por el método analítico se lleva a cabo de forma ideal. No existe perjuicio derivado de la fricción entre sólidos o de la implicación del resto de la moto. Esta divergencia entre modelos es fuertemente dependiente de la forma en que se realiza el ensamblaje del vehículo (ajustes de rodamientos y ejes, pares de apriete en uniones atornilladas, lubricación...), y proporciona un margen de seguridad sobre los cálculos que se apoyen en una condición límite de desplazamiento.

Puede verse en la Figura 4-9 como al aumentar la carga sobre la simulación hasta los 3000N –solo para esta gráfica-, se hace más evidente la regresividad de la geometría que nos anunciaban los ensayos experimentales. Este es un comportamiento indeseable en una suspensión como la que se pretende diseñar, por lo que se trabajarán las geometrías de cara a evitarlo en el diseño M.R.L.

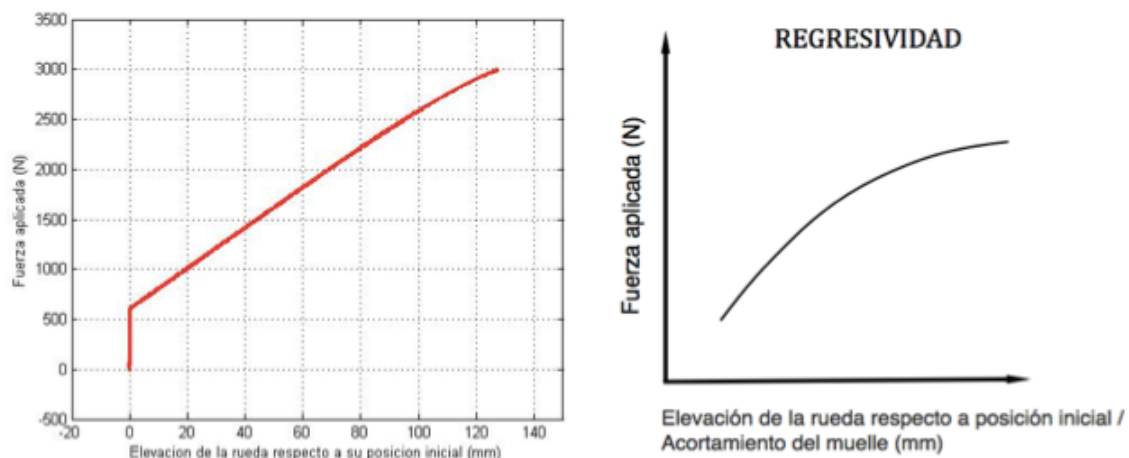


Figura 4-9. Curva regresiva del M.B.F.

En cuanto al efecto de distensión de la cadena, puede observarse a la izquierda de la *Figura 4-10*, la superposición de la trayectoria real del eje trasero frente a la óptima con radio de cadena constante.

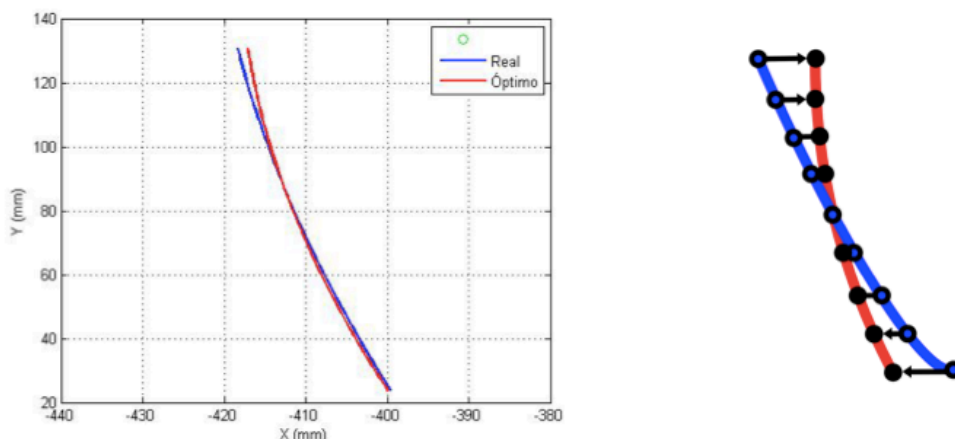


Figura 4-10. Cálculo del arco óptimo para M.B.F.

El trazado óptimo se halla a partir de la nube de puntos que proporciona el trazado real. Manteniendo la altura de los puntos de la trayectoria real –coordenada Y con respecto al S.R.G.-, se hace a modo de regresión lineal la aproximación de los valores de X para la circunferencia más parecida –obsérvese la parte derecha de la Figura 4-10.

Numéricamente, se presentan en la Tabla 4-3 los resultados de la geometría del M.B.F. para la carga de 2700 N del ensayo de laboratorio frente a las condiciones límites de fallo. Les acompañan las condiciones de fallo para comprobar que en ningún momento se excede ninguno de los límites:

CONDICIONES GEOMÉTRICAS FRENTE A CARGAS (En el ensayo de laboratorio)

Elevación de la rueda (respecto a posición inicial)= 106,8 mm	(Condiciones Límite [C.L.])= 0-182,6 mm
Longitud del muelle en carga= 220,9 mm	(C.L.)= 268-194,8 mm
Compresión del conjunto muelle-amortiguador= 47,1 mm	(C.L.)= 0-73,1 mm
Distensión de cadena= 1,7 mm	(C.L.)= 0-10,6 mm

Tabla 4-3. Condiciones geométricas frente a cargas (En el ensayo de laboratorio)

4.2.3 Ensayo en potro (Obtención de reacciones)

En este apartado del desarrollo del simulador, se modificará el código parametrizado del M.B.F. para pasar a la configuración M.R.L. El cometido de esta nueva simulación es reproducir las condiciones del test de resistencia que se hará al cuerpo de amortiguación en el circuito, explicadas como parte del **objetivo 3** en el subcapítulo 3.1 *Objetivos del proyecto* –ver Figura 4-11.

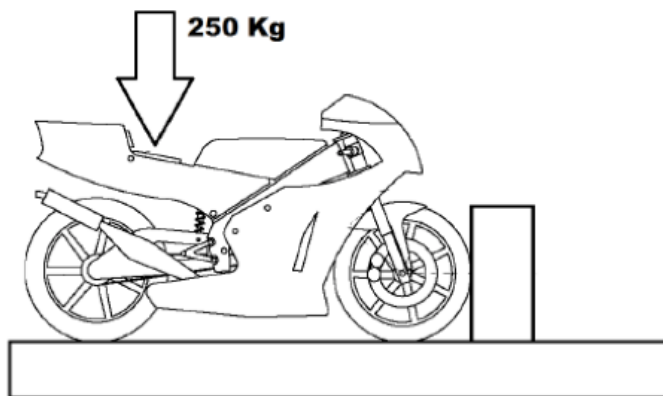


Figura 4-11. Ensayo en potro

La ejecución del código arrojará datos para cada geometría propuesta que permitirán comprobar si se cumplen los **objetivos 1** y **2**, de progresividad y distensión de cadena. El **objetivo 3**, de resistencia al ensayo, se verá completado a falta de un diseño mecánico que respalde su viabilidad.

La propuesta que se haga para el M.R.L. deberá respetar algunos parámetros comunes que afectan a los prototipos de motocicleta de competición. En primer lugar, una distribución de masa entre ejes que mantenga un porcentaje 50-57% adelante, 50-43% atrás. Seguidamente, una distancia entre centros de rueda en el entorno de los 1220 mm. Por último, un ángulo de lanzamiento de 23°. [2] Ver Figura 4-12.

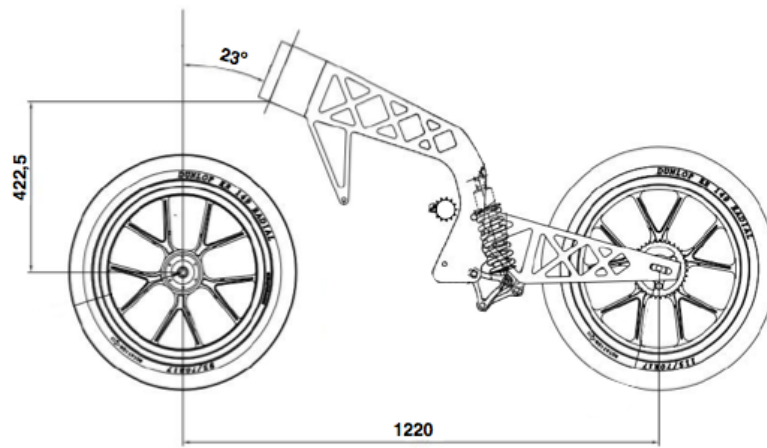


Figura 4-12. Parámetros geométricos básicos de prototipos de carreras

El diseño que se muestra en la Figura 4-13 representa la geometría definitiva de sistema M.R.L. con el muelle descargado y una distancia entre las cogidas del amortiguador de 320mm. Las longitudes entre pares son el resultado del ensayo que cumple con los tres objetivos del proyecto que pueden enfrentarse desde el simulador.

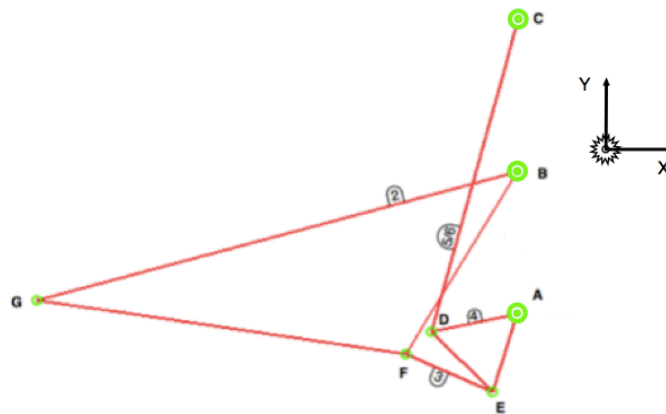


Figura 4-13. Geometría del Mecanismo Rocker-Link

Puede observarse en la Figura 4-13 como los pares de revolución A, B y C son la unión del mecanismo al chasis. La barra 5/6 es una barra deformable que ocupa el lugar del par prismático que conforman muelle y amortiguador. El punto G esquematiza el eje de la rueda trasera -la cual no viene graficada. Este punto, no representa en sí mismo un par de revolución, sino una referencia para la futura adición de fuerzas. El S.R.G. se sitúa para estos casos en el piñón de salida del motor.

Para la reproducción del ensayo en potro se hace necesario definir algunas constantes asociadas al experimento mostradas en la Tabla 4-4.

CONSTANTES ASOCIADAS AL ENSAYO EN POTRO

g (aceleración de la gravedad)= $9,81 \frac{m}{s^2}$	Longitud del muelle en descarga= 320 mm
K (constante elástica del muelle)= $105000 \frac{N}{m}$	Fuerza de precarga en el muelle= 0 N
C (constante de amortiguación)= $1000 \frac{N}{m/s}$	Fuerza aplicada= $2500 * 0,6 \text{ N} = 1500 \text{ N}$

Tabla 4-4. Constantes asociadas al ensayo en potro

En la configuración M.R.L., la condición límite de fallo viene dada por la intersección del perímetro de la rueda trasera con el subchasis. Los valores límite de la geometría se muestran en la Tabla 4-5.

CONDICIONES LÍMITE GEOMÉTRICAS M.R.L. (Posición inicial-contacto con el subchasis)

Elevación inicial-final de la rueda (respecto a posición inicial)= 0-120,8 mm

Longitud inicial-final del muelle en carga= 320-265,3 mm

Compresión inicial-final del conjunto muelle-amortiguador= 0-54,7 mm

Distensión inicial-final de cadena= 0-1,89 mm

Tabla 4-5. Condiciones límite geométricas M.R.L.

Para los valores definidos en la Tabla 4-4 ejecutamos el ensayo en potro con la configuración M.R.L. testando paso a paso la consecución de objetivos marcados.

- **Objetivo 1.** Respuesta progresiva frente a la entrada de fuerzas externas.

La Figura 4-14 muestra la respuesta del M.R.L. ante la aplicación en el eje de una fuerza vertical en forma de rampa. Puede verse a simple vista como se alcanza el **objetivo 1**, el comportamiento del mecanismo refleja cierta progresividad aumentando la fuerza necesaria para producir un desplazamiento en los últimos instantes.

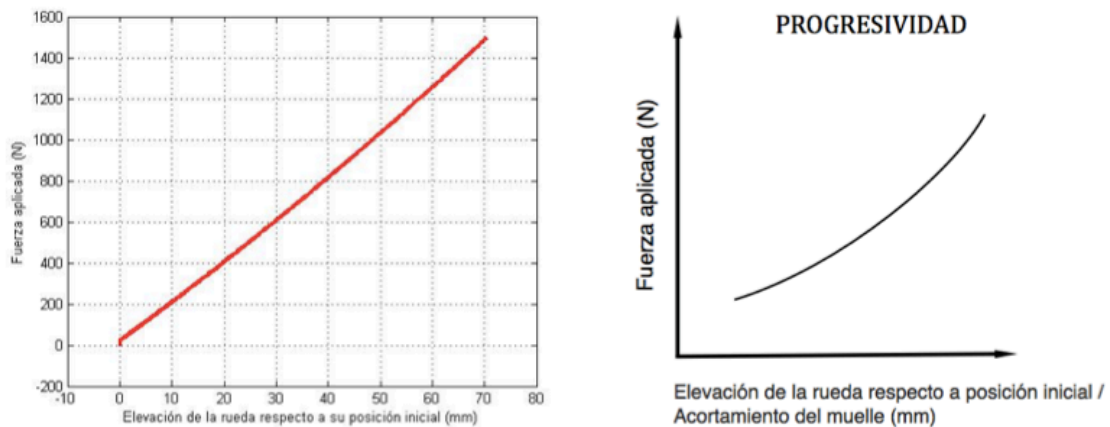


Figura 4-14. Curva progresiva del M.R.L.

- **Objetivo 2.** Valores de la distensión en la cadena de transmisión inferiores o iguales a los del prototipo previo.

En primer lugar se presenta la Figura 4-15 en la cuál se muestra una superposición del trazado del eje trasero con respecto al arco óptimo que eliminaría las distensiones en la cadena. Puede verse que la curva es muy aproximada.

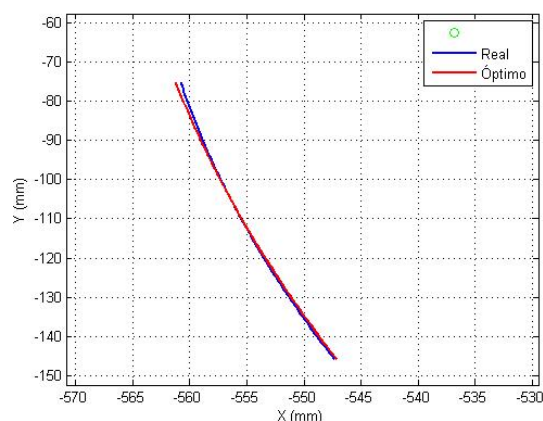


Figura 4-15. Cálculo del arco óptimo para M.R.L.

Para comprobar si el **objetivo 2** se cumple es necesario igualar los desplazamientos de ambos mecanismos. Solo para este caso, por ser el M.R.L. un sistema más “blando”, se hace necesario aplicar una fuerza menor que produzca el mismo desplazamiento y permita establecer una comparación. La Tabla 4-6 muestra los resultados obtenidos. Para el resto de casos se seguirán empleando las condiciones asociadas al ensayo en potro.

	M.B.F.	M.R.L.
Elevación de la rueda (respecto a posición inicial)	106,8 mm	106,8 mm
Fuerza aplicada	2700 N	2425 N
Distensión	1,7 mm	1,4 mm

Tabla 4-6. Comparativa de geometrías de mecanismo

Puede verse que el **objetivo 2** se cumple para el M.R.L. no solo igualando los valores de distensión, sino disminuyéndolos. La posición inicial con el eje trasero, el pivote del basculante y el piñón de salida alineados favorece este efecto, más si cabe con la proximidad de los dos últimos que son los que generan la diferencia de trayectorias.

- **Objetivo 3.** Garantías de que el sistema superará el ensayo en potro al que es sometido el prototipo por el comité de competición.

La consecución del **objetivo 3**, es a partes iguales responsabilidad del simulador y del diseño y fabricación de las piezas que componen el mecanismo. El simulador garantiza que no se exceden los límites geométricos del conjunto durante el ensayo en potro, y arroja unas reacciones que deberán soportar las piezas. En el correcto diseño de las mismas está el que no se produzcan fallos o rotura catastrófica del sistema bajo dichos esfuerzos. La Tabla 4-7 muestra el éxito del ensayo frente a las condiciones límite geométricas.

CONDICIONES GEOMÉTRICAS FRENTE A CARGAS (En el ensayo en potro)

Elevación de la rueda (respecto a posición inicial)= 70,4 mm	(Condiciones Límite [C.L.])= 0-120,8 mm
Longitud del muelle en carga= 289,2 mm	(C.L.)= 320-265,3 mm
Compresión del conjunto muelle-amortiguador= 30,8 mm	(C.L.)= 0-54,7 mm
Distensión de cadena= 0,6 mm	(C.L.)= 0-1,89 mm

Tabla 4-7. Condiciones geométricas frente a cargas (En el ensayo en potro)

La Tabla 4-8 muestra el valor de las reacciones máximas que se dan en cada sólido y par cinemático y que serán utilizadas con posterioridad en el desarrollo mecánico.

CHASIS	A= 4425,8 N	A _x = -4137,5 N	A _y = -1571,3 N
	B= 3188,4 N	B _x = 3187,4 N	B _y = -126,7 N
	C= 3224,4 N	C _x = 949,7 N	C _y = 3081,4 N
BASCULANTE	B _{local_x} = 3156,8 N	B _{local_y} = -448,6 N	
	F _{local_{xz}} = -2989,9 N	F _{local_{yz}} = 1891,2 N	

ROCKER	$A_{local_x} = -3830 \text{ N}$	$A_{local_y} = 2217,9 \text{ N}$
	$D_{local_{x4}} = -3003,9 \text{ N}$	$D_{local_{y4}} = -1219,7 \text{ N}$
	$E_{local_{x4}} = -823,9 \text{ N}$	$E_{local_{y4}} = -3439,6 \text{ N}$
LINK	$E_{local_{x3}} = -3536,8 \text{ N}$	$E_{local_{y3}} = -1,21 \text{ N}$
	$F_{local_{x3}} = -3537,8 \text{ N}$	$F_{local_{y3}} = 1,33 \text{ N}$

Tabla 4-8. Reacciones en el mecanismo

4.3 Fase III. Desarrollo mecánico

La materialización de las bieletas, es decir, su diseño y construcción, se lleva a cabo en un proceso iterativo del que se ha ido hablando a lo largo del proyecto. Conforme se pasa de los simples trazos sin volumen del simulador a un mecanismo con sólidos reales en CATIA, se va comprendiendo que existen infinidad de restricciones geométricas. Entran en juego factores como la configuración del basculante y sus refuerzos, la posición de la rueda y la situación de algunos de los ejes, la disminución del volumen de las placas del chasis o la proximidad del conjunto con el suelo. Cada diseño debe ser aprobado y optimizado teniendo en cuenta que sobre el asistente gráfico (CATIA) no haya intersecciones o irregularidades en cualquiera de las compresiones del mecanismo o que el comportamiento de cada uno de los sólidos no viole las hipótesis de carga (Ansys).

En cualquier proyecto, el orden de trabajo más habitual, suele ser, primero diseñar la pieza y luego buscar el método de fabricación que permita su materialización. Este caso resulta ligeramente diferente, ya que es una prioridad absoluta del equipo hacer un uso responsable de los recursos económicos y materiales de los que se dispone, en pro del bien común. Siendo uno de los principales patrocinadores técnicos del equipo una empresa de cartelería que ofrece servicios de corte por agua, este se convierte en un recurso del que disponemos de forma totalmente gratuita. A tal fin se diseñan las piezas de manera que puedan ser cortadas mediante chorro de presión. Eso significa que deben ser diseñadas en dos ejes, en los cuales se moverá el chorro de presión y con una profundidad que en ningún caso pueda superar los 40mm. Cualquier agujero que se haga debe ser pasante sin posibilidad de escalonar las profundidades de corte, de manera que cualquier diferencia de nivel como un soporte para rodamiento deberá hacerse mediante un mecanizado posterior. A parte de las propias piezas habrá que fabricar todos aquellos casquillos y elementos auxiliares que ayuden a la sujeción y la correcta colocación del mecanismo en su lugar.

SELECCIÓN DEL MÉTODO DE FABRICACIÓN

La cadena de procesos que incluirá la fabricación de cada pieza pasa por:

- Pedir material a la empresa suministradora de metales.
- Aportar el metal a la empresa que llevará a cabo el corte por agua.
- Aportar piezas a la empresa que realizará el mecanizado de las superficies escalonadas.

Se entiende fácilmente que un error a cualquier altura del proceso condenará de forma casi irremediable a rehacer todos los pasos, con una demora en los plazos que puede llegar a ser importante.

DESCRIPCIÓN DE MATERIALES

A continuación se presenta una lista con los materiales empleados en la fabricación de las piezas:

- Aluminio 6082 T6

Módulo de Elasticidad (E)	→ 69,5 GPa
Tensión de rotura (σ_u)	→ 305 MPa
Límite elástico (σ_y)	→ 270 MPa
Densidad (ρ)	→ 2700 kg/m ³
Dureza Brinell (HB)	→ 100
Dureza Vickers	→ 105
Uso	→ Automoción, armamento, blindaje...

- Acero F127

Módulo de Elasticidad (E)	→ 210 GPa
Tensión de rotura (σ_u)	→ 1100 MPa
Límite elástico (σ_y)	→ 750 MPa
Densidad (ρ)	→ 7850 kg/m ³
Uso	→ Bielas, ejes y elementos mecánicos de gran tenacidad.

DISEÑOS EN CATIA Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

La lista de piezas diseñadas en CATIA se presenta a continuación con la inclusión de sus planos en el anexo. Se especifica para cada una el código interno empleado para localizarla en el conjunto/assembly de CATIA, el material empleado y el proceso de fabricación seguido. Además de todo ello, se proporciona la selección de rodamientos hecha por catálogo.

- Link

Código	→ F_S_001
Material	→ Aluminio 6082 T6 (Sy=310MPa, Su=340MPa)
Fabricación	→ Corte por agua + Mecanizado en CNC

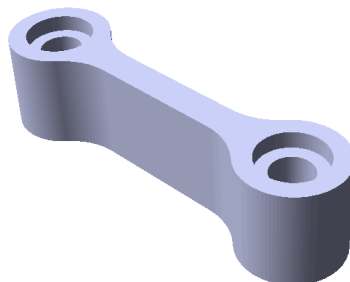


Figura 4-16. Diseño del link

- Rocker

Código	→	F_S_002 (izquierda)
Material	→	Aluminio 6082 T6 ($S_y=310\text{MPa}$, $S_u=340\text{MPa}$)
Fabricación	→	Corte por agua + Mecanizado en CNC

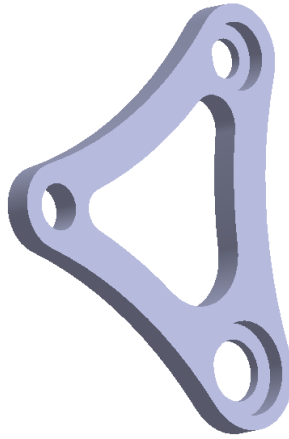


Figura 4-17. Diseño del rocker izquierdo

Código	→	F_S_003 (derecha)
Material	→	Aluminio 6082 T6 ($S_y=310\text{MPa}$, $S_u=340\text{MPa}$)
Fabricación	→	Corte por agua + Mecanizado en CNC

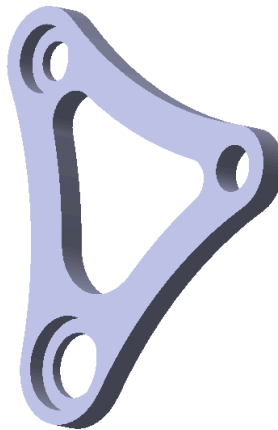


Figura 4-18. Diseño del rocker derecho

- Casquillo Rocker-Chasis

Código	→	F_TCS_013
Material	→	Aluminio 6082 T6 ($S_y=310\text{MPa}$, $S_u=340\text{MPa}$)
Fabricación	→	Mecanizado en CNC

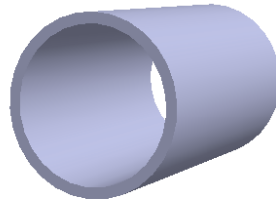


Figura 4-19. Diseño del casquillo rocker-chasis

- Rodamientos

Unión Rocker-Amortiguador	→ 2xKoyo mod. 6800
Unión Rocker-Link	→ 2xKoyo mod. 6801
Unión Link-Basculante	→ 2xKoyo mod. 6801
Unión Rocker-Chasis	→ 2xKoyo mod. 6803
Unión Chasis-Basculante	→ 2xKoyo mod. 16003



Figura 4-20. Rodamientos de bolas de una hilera

ENSAYOS EN ANSYS

A continuación presentamos los ensayos en Ansys que validan el diseño de nuestras piezas. La aplicación del método de elementos finitos (M.E.F.) se ha hecho mediante un mallado iterativo de los sólidos, es decir, se ha ido refinando la malla hasta la convergencia relativa de los resultados, Figura 4-21.



Figura 4-21. Mallados de Link y Rocker

Las cargas aplicadas sobre las piezas son las correspondientes al ensayo vertical en potro. Las reacciones transmitidas al mecanismo son consecuencia de la actuación de las fuerzas de gravedad y la acción externa del asfalto, que se introduce en la simulación a través del eje trasero. La obtención de las reacciones se hará a través de la función **reacciones.m** embebida en el simulador. Para el ensayo de las piezas se ha fijado uno de los ejes y se han aplicado el resto de fuerzas que actúan sobre el sólido. La entrega de resultados se hace a través de gráficas en deformaciones totales y tensiones de Von-Mises –Figura 4-22 y Figura 4-23.

$$F_{aplicada} = 2500\text{N}$$

Reacciones Rocker:

$$R_a = 4425.88\text{ N}$$

$$R_d = 3242.28\text{ N}$$

$$R_e = 3537.31\text{ N}$$

Reacciones Link:

$$R_e = 3537.31\text{ N}$$

$$R_f = 3537.31\text{ N}$$

Factor de seguridad:

$$1.5$$

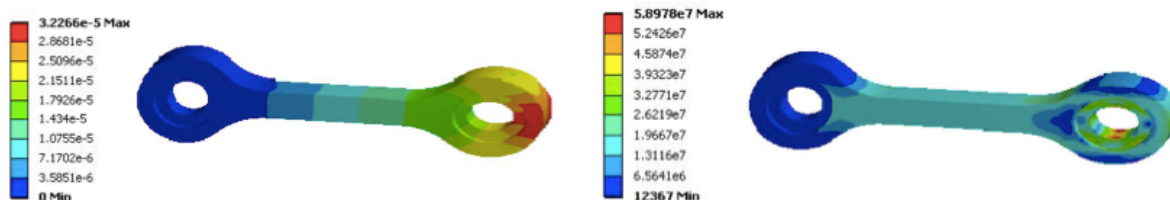


Figura 4-22. Deformaciones y Tensiones de von-Mises en el Link

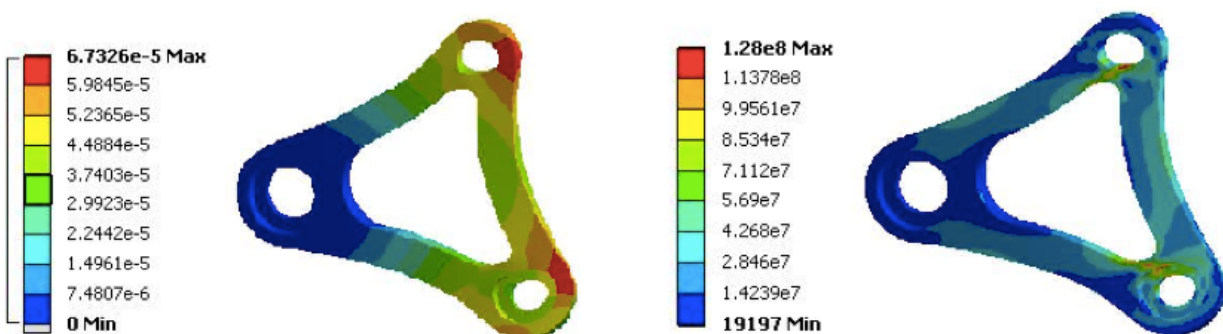


Figura 4-23. Deformaciones y Tensiones de von-Mises en el Rocker

Se busca en los resultados que las deformaciones sean mínimas (por debajo del milímetro) y que las tensiones se mantengan por debajo de la tensión de fluencia del aluminio (270 MPa). Todas las fuerzas que se han introducido en los ensayos han sido multiplicadas por un factor de seguridad de 1,5 con el objetivo de garantizar la seguridad de los cuerpos.

ADQUISICIÓN DE MUELLE Y AMORTIGUADOR

Para la elección del amortiguador se ha de elegir entre mantener el cuerpo de suspensión proporcionado por la competición en la edición anterior, o adquirir uno nuevo de una gama superior. El ahorro realizado en los mecanizados de las bieletas junto con el patrocinio de Öhlins, empresa líder del sector de las suspensiones, permite la adquisición a coste de fábrica de un nuevo modelo de suspensión, Öhlins STX46. Ver Figura 4-24. La viscosidad de los aceites y la configuración interna de la suspensión viene preparada de laboratorio para una cilindrada de 250cc, un peso del vehículo de 100kg y una respuesta concebida especialmente para el circuito de Motorland, Aragón.



Figura 4-24. Cuerpo de amortiguación Öhlins STX46

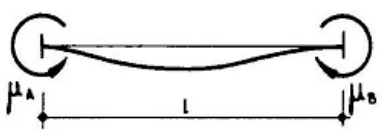
El amortiguador cumple con la normativa de competición. No tiene depósitos externos ni ningún tipo de ayuda electrónica. Los reglajes solo pueden hacerse de forma manual teniendo un roscado en el cuerpo que permite la precarga del muelle. Tras la adquisición conjuntamente con el amortiguador de un nuevo muelle, se dispone de una gama de valores de rigidez de 7, 9, 10.5 N/mm. Esto permite jugar con la flexibilidad del conjunto en el propio circuito para adaptar la respuesta de la moto al estilo de conducción del piloto y mejorar sus sensaciones en pista, paso último del diseño de toda suspensión.

CÁLCULO DE EJES Y RODAMIENTOS

El cálculo de ejes se lleva a cabo solo para los pares de rotación A, E, y F. El cálculo del punto B, unión de basculante y chasis, forma parte de las competencias del Departamento de Basculante. C y D, son respectivamente las uniones del amortiguador al chasis y del amortiguador al basculante. Los ejes de ambos vienen predeterminados por el diámetro del tornillo que incorpora el cuerpo de amortiguación. A todo ello habrá que añadir la selección del rodamiento adecuado en cada situación.

Todos los ejes que se van a calcular responden a las mismas hipótesis de carga, es decir, viga biempotrada con dos solicitaciones puntuales a idéntica distancia –Tabla 4-9. Se obvia el cálculo ante carga estática ya que se trabaja sobre la hipótesis de fatiga a vida infinita. Siguiendo quizás un planteamiento en exceso conservador, dado que la vida del proyecto se presupone corta, queda así cubierta la hipótesis de carga estática. Teniendo en cuenta que se están solicitando elementos poco másicos con cargas relativamente altas, es un ejercicio de precisión trabajar el aumento de las secciones en sólidos sin perjudicar la labor de adelgazamiento que previamente se ha llevado a cabo.

F, q y segmentos, en valor absoluto.



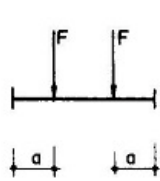
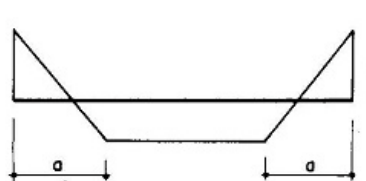
SOLICITACION	MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PERFECTO	REACCIONES EN LOS APOYOS	DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES
	$\mu_A = \frac{Fa(l-a)}{l}$ $\mu_B = -\frac{Fa(l-a)}{l}$	$R_A = F$ $R_B = F$	

Tabla 4-9. Prontuario viga biempotrada con dos cargas puntuales simétricas

De forma general y como dato común al cálculo de cada uno de los ejes se muestran a continuación algunos datos de importancia capital para los cálculos subsiguientes.

Propiedades del Acero F-127:

$$\sigma_y = 750 \text{ MPa} \quad \sigma_u = 1100 \text{ MPa} \quad \tau_y = 433 \text{ MPa} \quad \tau_u = 433 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = \frac{4N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{8}{D^3} \left(M_m + \frac{\sigma_y}{\sigma_f} M_a \right) \right)^2 + 3 \left(\frac{1}{D^2} \left(V_m + \frac{\sigma_y}{\sigma_f} V_a \right) \right)^2} \quad (\text{Von Mises})$$

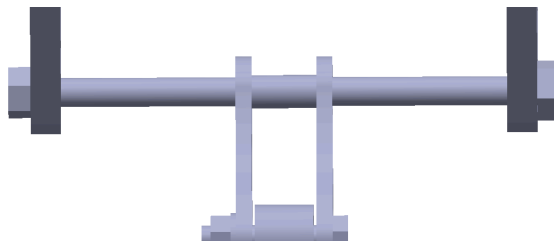
Vida infinita (10^6 ciclos)

$$\sigma_f = 0,5\sigma_u = 550 \text{ MPa} \quad \tau_f = 0,5\tau_u = 317 \text{ MPa} \quad N=1,5 \text{ (coef. seguridad)}$$

Para facilitar la movilidad entre piezas se emplearán exclusivamente rodamientos de bolas de una hilera y abiertos que permitan evacuar las esferas en caso de fallo catastrófico. Solo así podrán evitarse daños sobre el resto de la pieza. La fuerza axial que se aplica sobre estos puede considerarse despreciable, por tanto solo habrá que tener en cuenta la acción de la fuerza radial, F_r , directamente igual a la carga dinámica equivalente radial, C_r .

$$C_r = 1F_r$$

- Punto A. Eje Rocker-Chasis



$$M_m = -18,3 \text{ Nm}$$

$$M_a = 100,13 \text{ Nm}$$

$$V_m = 0 \text{ N}$$

$$V_a = 2212,94 \text{ N}$$

Figura 4-25. Diseño de eje rocker-chasis

$$D_{\text{real}} = 13,4 \text{ mm} \rightarrow D_{\text{final}} = 14 \text{ mm}$$

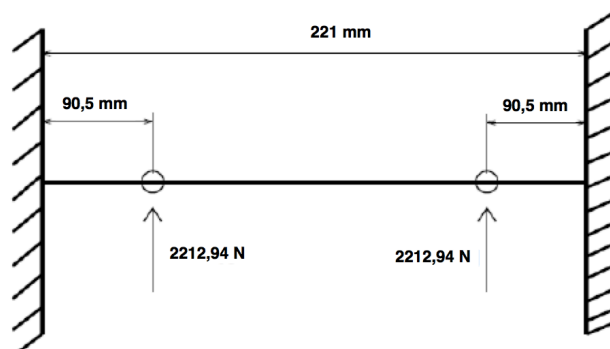


Figura 4-26. Esquema de solicitaciones sobre eje rocker-chasis

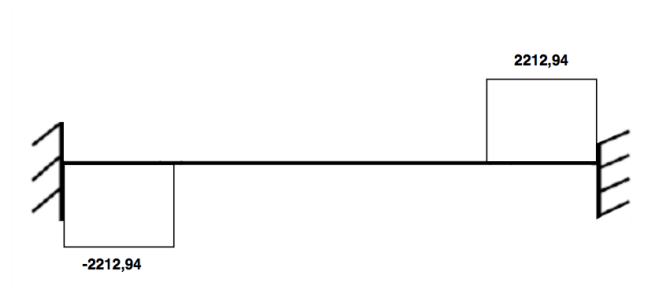


Figura 4-27. Diagrama de esfuerzos cortantes sobre eje rocker-chasis

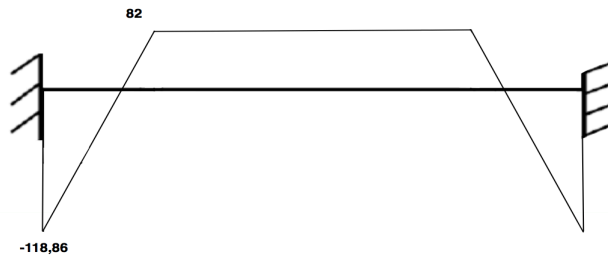


Figura 4-28. Diagrama de momentos flectores sobre eje rocker-chasis

RODAMIENTO

KOYO 6803

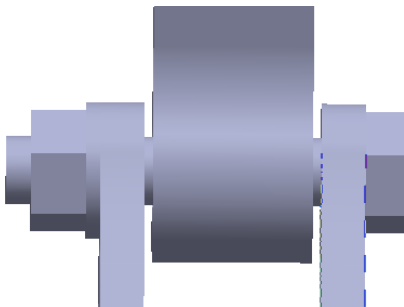
$D_{int} = 17 \text{ mm}$

$D_{ext} = 26 \text{ mm}$

$C_r = 3300 \text{ N}$

$$C_r > F_r = 2212,94 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

- Punto E. Eje Rocker-Link



$$M_m = -2,652 \text{ Nm}$$

$$M_a = 3,536 \text{ Nm}$$

$$V_m = 0 \text{ N}$$

$$V_a = 1768 \text{ N}$$

$$D_{real} = 4 \text{ mm} \rightarrow D_{final} = 12 \text{ mm}$$

Figura 4-29. Diseño de eje rocker-link

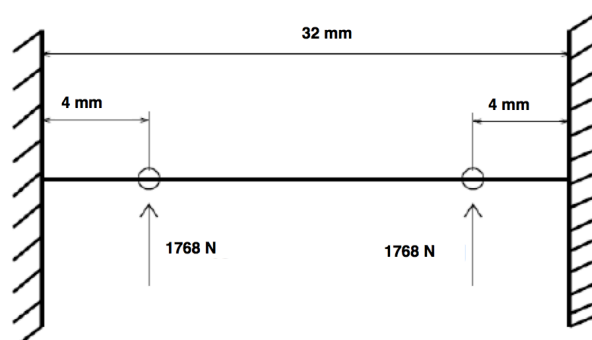


Figura 4-30. Esquema de solicitaciones sobre eje rocker-link

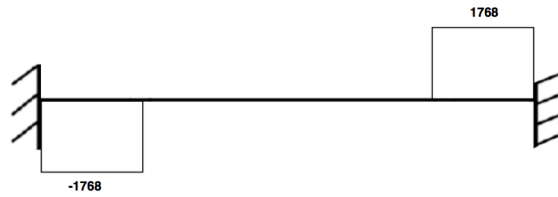


Figura 4-31. Diagrama de esfuerzos cortantes sobre eje rocker-link

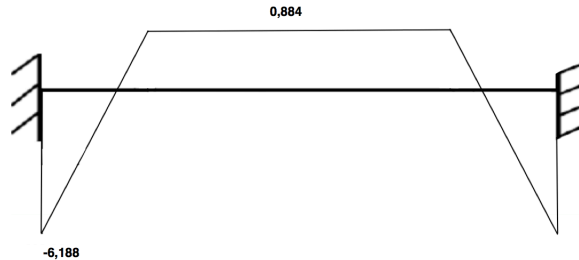


Figura 4-32. Diagrama de momentos flectores sobre eje rocker-link

Cabe destacar en este caso la diferencia apreciable entre el valor real entregado por la ecuación y el valor final seleccionado. Dicha discrepancia viene impuesta por la elección de un tornillo que se adapte al tamaño del link y que soporte el valor mínimo de un rodamiento simple de cámara abierta.

RODAMIENTO

KOYO 6801

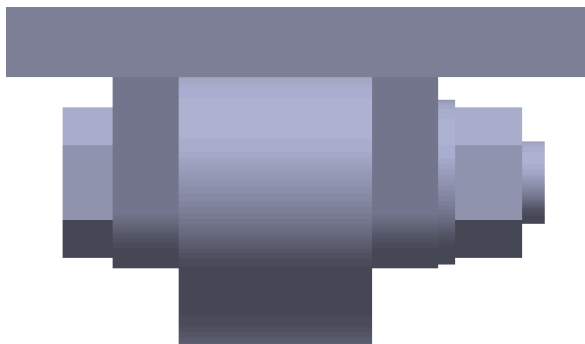
$D_{int} = 12 \text{ mm}$

$D_{ext} = 21 \text{ mm}$

$C_r = 2400 \text{ N}$

$$C_r > F_r = 1768 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

- Punto F. Eje Link-Basculante



$$M_m = -1,82 \text{ Nm}$$

$$M_a = 2,21 \text{ Nm}$$

$$V_m = 0 \text{ N}$$

$$V_a = 1768 \text{ N}$$

Figura 4-33. Diseño de eje link-basculante

$$D_{real} = 4 \text{ mm} \rightarrow D_{final} = 12 \text{ mm}$$

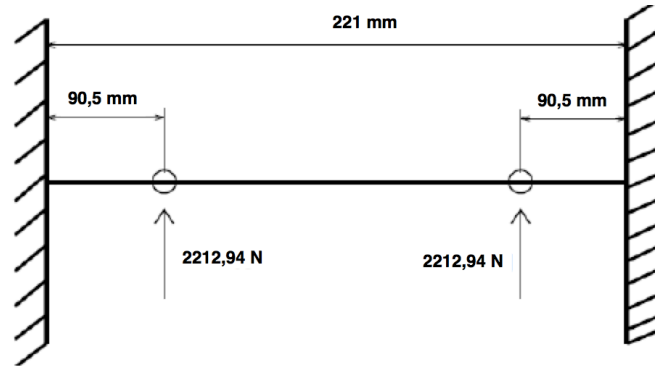


Figura 4-34. Esquema de solicitaciones sobre eje link-basculante

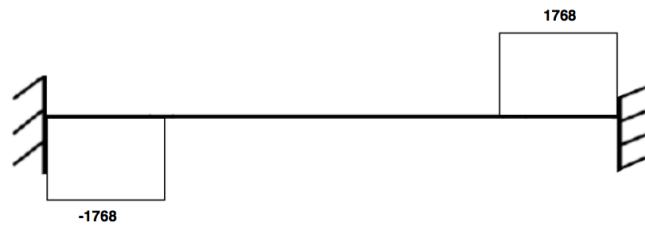


Figura 4-35. Diagrama de esfuerzos cortantes sobre eje link-basculante

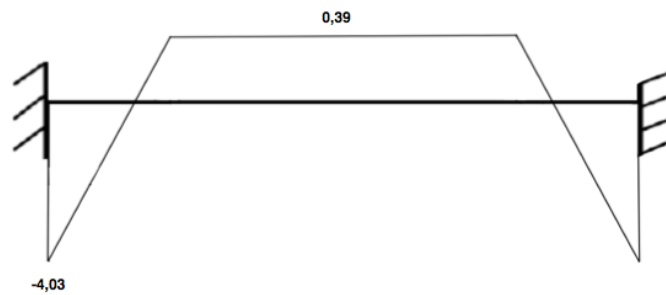


Figura 4-36. Diagrama de momentos flectores sobre eje link-basculante

Cabe destacar de nuevo la diferencia apreciable entre el valor real entregado por la ecuación y el valor final seleccionado. Dicha discrepancia viene impuesta por la elección de un tornillo que se adapte al tamaño del link y que soporte el valor mínimo de un rodamiento simple de cámara abierta.

RODAMIENTO

KOYO 6801

$D_{\text{int}} = 12 \text{ mm}$

$D_{\text{ext}} = 21 \text{ mm}$

$C_r = 2400 \text{ N}$

$$C_r > F_r = 1768 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

COMPARATIVA DE MASAS

A continuación se presenta una detallada comparativa entre las masas del conjunto M.R.L y M.B.F. En ella se muestra el despiece completo de los mecanismos, incluyendo no solo los sólidos por sí mismos, sino ejes, casquillos, separadores, tornillería, rodamientos... en resumen, todos aquellos elementos susceptibles de añadir unas masas que por sí mismas no representan gran cosa, pero que en conjunto suman un monto

importante. El enfrentamiento de ambos modelos –Figura 4-37 y Figura 4-38-, hace patente las diferencias sustanciales que implica la elección de una línea u otra de desarrollo. Se deja a ojos del lector, para su propio análisis, el detalle de masas en el conjunto –Tabla 4-10 y Tabla 4-11.

Mecanismo de Basculante Flotante

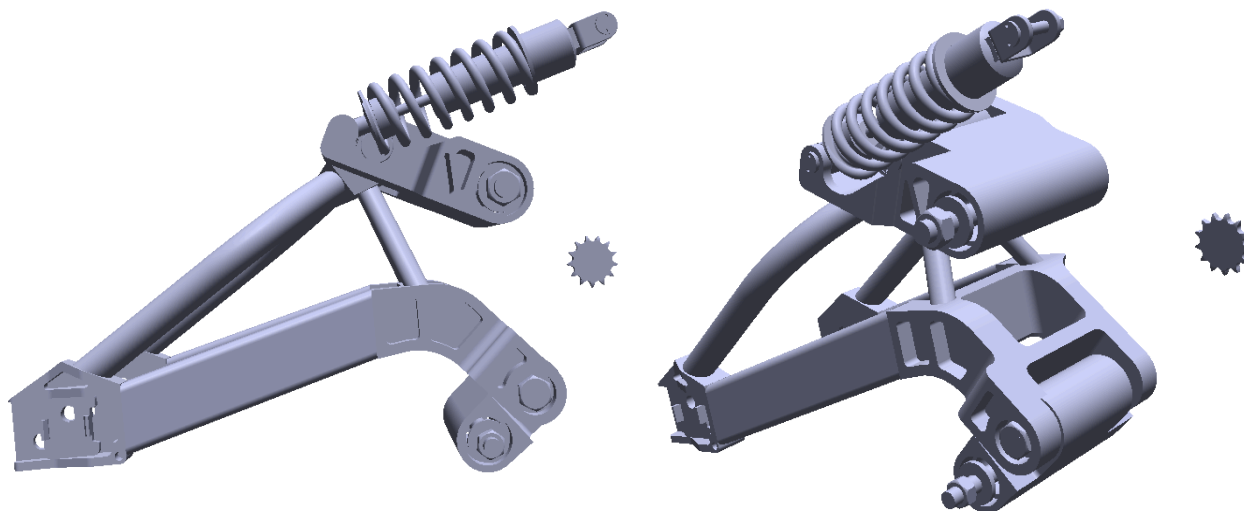


Figura 4-37. Imagen del Mecanismo con Basculante Flotante

M.B.F.

CODIGO	NOMBRE	MASA (Kg)	MATERIAL	FUENTE
BIELETA_INF_H07	Bieleta inferior	2,1	Aluminio 7075 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta inferior-basculante izquierdo	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta inferior-basculante derecho	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_PEQ	Casquillo bieleta inferior-basculante izquierdo	0,017	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_PEQ	Casquillo bieleta inferior-basculante derecho	0,017	Aluminio 6082 T6	Propia
EJE_BI_BASC	Eje bieleta inferior-basculante	0,482	Acero F127	Propia
M20_HEX	Tuerca bieleta inferior-basculante	0,057	Acero F127	Propia
EJE_BI_CHASIS	Eje bieleta inferior-chasis	0,458	Acero F127	Propia
M16_HEX	Tuerca bieleta inferior-chasis	0,004	Acero F127	Propia
Rodamientos	2x Koyo 4204	0,33	Compuesto	Koyo
Rodamientos	2x Koyo 4205	0,378	Compuesto	Koyo
BIELETA_SUP_H07	Bieleta superior	3,96	Aluminio 7075 T6	Propia
EJE_BS_BASC	Eje bieleta superior-basculante	0,452	Acero F127	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-basculante izquierdo	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-basculante derecho	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-chasis izquierdo	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
ESPACIADOR_GRANDE	Casquillo bieleta superior-chasis derecho	0,022	Aluminio 6082 T6	Propia
M20_HEX	Tuerca bieleta superior-basculante	0,057	Acero F127	Propia
EJE_AMORT_BS	Eje bieleta superior-amortiguador	0,065	Acero F127	Propia
M10_HEX	Tuerca bieleta superior-amortiguador	0,011	Acero F127	Propia
EJE_BS_CHASIS	Eje bieleta superior-chasis	0,633	Acero F127	Propia
M20_HEX	Tuerca bieleta superior-chasis	0,057	Acero F127	Propia
Rodamientos	4x Koyo 4205	0,756	Compuesto	Koyo
BASCULANTE	Basculante	6,033	Aluminio 6082 T6	Propia
SUSP TRASERA	Amortiguador	1,317	Compuesto	Aportación Organización
EJE_AMORT_OREJ	Eje amortiguador-chasis	0,041	Acero F127	Propia
M8_HEX	Tuerca amortiguador-chasis	0,005	Acero F127	Propia
TOTAL M.B.F.		17,362		

Tabla 4-10. Masas del Mecanismo con Basculante Flotante

Mecanismo Rocker-Link

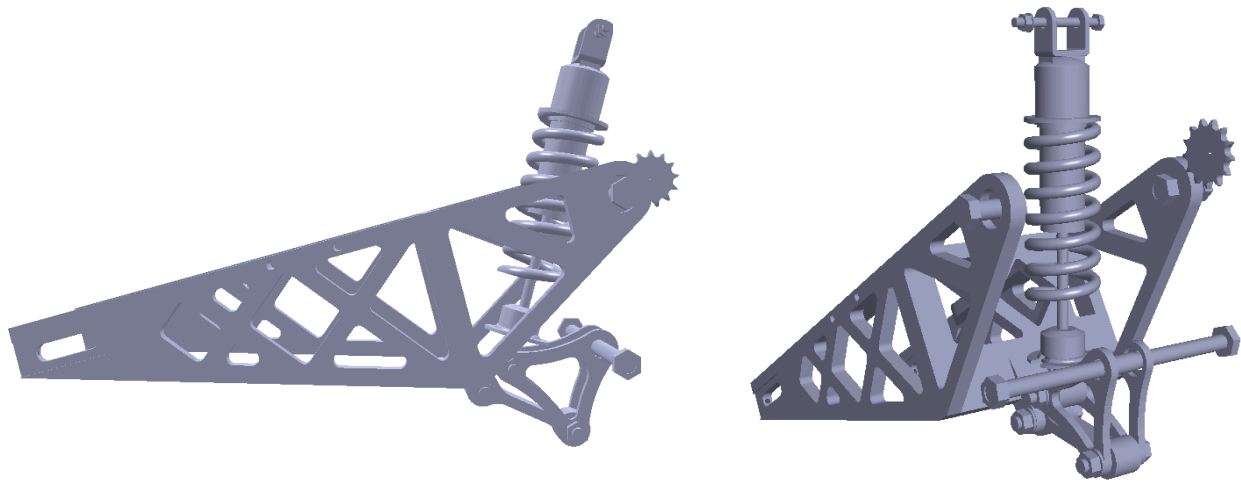


Figura 4-38. Imagen del Mecanismo Rocker-Link

M.R.L.

CODIGO	NOMBRE	MASA (Kg)	MATERIAL	FUENTE
F_S_001	Link	0,148	Aluminio 6082 T6	Propia
Rodamientos	4x Koyo 6801	0,024	Compuesto	Koyo
F_TCS_001	Tornillo Link-Basculante	0,076	DIN 931 M12 Calidad 12,9	Reyzabal
F_TCS_002	Arandela Link-Basculante	0,006	DIN 125 M12 (Arandela)	Reyzabal
F_TCS_003	Tuerca Link-Basculante	0,016	DIN 934 M12 (Tuerca)	Reyzabal
F_S_002	Rocker Izquierda	0,038	Aluminio 6082 T6	Propia
Rodamientos	Koyo 6803	0,008	Compuesto	Koyo
Rodamientos	Koyo 6800	0,005	Compuesto	Koyo
F_S_003	Rocker R derecha	0,038	Aluminio 6082 T6	Propia
Rodamientos	Koyo 6803	0,008	Compuesto	Koyo
Rodamientos	Koyo 6800	0,005	Compuesto	Koyo
F_TCS_004	Tornillo Rocker-Link	0,076	DIN 931 M12 Calidad 12,9	Reyzabal
F_TCS_005	Arandela Rocker-Link	0,006	DIN 125 M12 (Arandela)	Reyzabal
F_TCS_006	Tuerca Rocker-Link	0,016	DIN 934 M12 (Tuerca)	Reyzabal
F_TCS_007	Tornillo Rocker-Amortiguador	0,053	DIN 931 M10 Calidad 12,9	Reyzabal
F_TCS_008	Arandela Rocker-Amortiguador	0,004	DIN 125 M10 (Arandela)	Reyzabal
F_TCS_009	Tuerca Rocker-Amortiguador	0,011	DIN 934 M10 (Tuerca)	Reyzabal
F_C_011	Eje Rocker-Chasis	0,358	Acero F127	Propia
F_C_012	Tuerca Rocker-Chasis	0,023	Acero F127	Propia
F_TCS_013	Casquillo Rocker-Chasis	0,004	Aluminio 6082 T6	Propia
E_B_001	Basculante	4,454	Aluminio 6082 T6	Propia
Rodamientos	2x Koyo 16003	0,064	Compuesto	Koyo
F_C_013	Semieje Basculante-Chasis izquierda	0,11	Acero F127	Propia
F_C_014	Tuerca Basculante-Chasis izquierda	0,03	Acero F127	Propia
F_C_015	Semieje Basculante-Chasis derecha	0,11	Acero F127	Propia
F_C_016	Tuerca Basculante-Chasis derecha	0,03	Acero F127	Propia
E_AM_001	Amortiguador	1,832	Compuesto	Öhlins
F_TCS_010	Tornillo Amortiguador-Chasis	0,042	DIN 931 M8 Calidad 12,9	Reyzabal
F_TCS_011	Arandela Amortiguador-Chasis	0,002	DIN 125 M8 (Arandela)	Reyzabal
F_TCS_012	Tuerca Amortiguador-Chasis	0,005	DIN 934 M8 (Tuerca)	Reyzabal
TOTAL M.R.L.		7,602		

Tabla 4-11. Masas del Mecanismo Rocker-Link

A la vista de los resultados se observa una notable diferencia entre los valores de masa total para el M.R.L. (7,602 kg) y los valores de masa para el M.B.F. (17,362 kg). Se da un diferencial de 9,76 kg entre sistemas, números demasiado amplios para motocicletas de las mismas características. Se certifica por tanto un éxito relativo de la tecnología M.R.L frente a la M.B.F., y se da por buena la elección de dicho sistema al comienzo del proyecto. Cabe decir que es un éxito enmarcado en el contexto de la competición para una moto con las características propias de la nuestra. El sistema M.B.F., suponía un proyecto orientado como proyecto de innovación, como tal arrastra las bondades y las miserias propias de un sistema nuevo y con falta de precedentes. Esa falta de referentes previos obliga a un modelo más robusto debido a que la confianza que en ellos depositaremos siempre será menor. El mayor volumen de las piezas penaliza altamente las masas, así mismo, los elementos auxiliares comienzan a tomar una dimensión significativa, con ejes y rodamientos muy voluminosos que no hacen sino incidir aún más en dicha penalización. Se trata de una diferencia cercana a los 10 kg, lo cual en motos cuyo objetivo de peso mínimo acaricia los 95 kg, incluyendo líquidos refrigerantes, lubricantes y gasolina no son números nada desdeñables. Se ha de tener en cuenta además que las aportaciones de la competición ya suponen una cantidad importante de esta masa total –Tabla 4-12.

CODIGO	NOMBRE	MASA (Kg)	MATERIAL	FUENTE
F_M_001	Motor	35,4	Compuesto	Aportación Organización
F_RT_001	Llanta trasera	3,29	Aluminio Forjado	Aportación Organización
F_RT_002	Neumático trasero	3,9	Caucho	Aportación Organización
F_RD_001	Llanta delantera	2,28	Aluminio Forjado	Aportación Organización
F_RD_002	Neumático delantero	2,73	Caucho	Aportación Organización
	TOTAL	47,6		

Tabla 4-12. Masas de las aportaciones hechas por la organización

Con casi 48 kg sumando ruedas y motor cualquier pequeña masa que se pueda arañar ayudará a que cilindradas que apenas sí alcanzan los 20 cv lleven a la motocicleta a sus condiciones óptimas. Los 47 kg que restan hasta los 95 kg deberían contener otros elementos con más carga másica como son la horquilla delantera, chasis, radiador, así como toda la electrónica, la batería... Puede intuirse fácilmente que el límite mínimo de 95 kg se va a sobrepasar, por tanto, el cuerpo de suspensión debe evitar concentrar una proporción tan grande de masa. Una buena forma de hacerlo es trabajar sobre configuraciones que no necesiten de grandes ejes o rodamientos, ya que estos son algunos de los elementos que más engrosan los números y encarecen los mecanizados. Además, siempre que sea posible se han de buscar configuraciones que se puedan solucionar con tornillos convencionales. Otro buena opción es sustituir ejes completos siempre que se pueda por semiejes menos másicos.



Figura 4-39. Diseño real definitivo frente a diseño CAD inicial

4.4 Fase IV. Desarrollo Económico

El prototipado de base tecnológica está impreso en el ADN de USR. Éste es un formato que guarda muchas similitudes con la labor de un departamento de I+D+i dentro de cualquier empresa. Cuando se sigue un modelo de trabajo así, el flujo económico en el proyecto se vuelve tan indispensable como el flujo sanguíneo en un cuerpo humano, la vida depende de ello. No solo de que este flujo sea constante sino de que llegue a todas partes en el momento adecuado.

Este apartado trata de plasmar la relevancia del factor monetario al mismo tiempo que pretende ser una forma de homenaje a todas las personas y todas las empresas que han depositado su confianza en este proyecto. Afortunadamente la dinámica de trabajo de USR pone en relieve la relación directa entre el ingreso de fondos y su aplicación inmediata sobre los distintos departamentos que la conforman. Al ser un grupo de estudiantes que no obtienen remuneración del desempeño de su labor, todo ejercicio de ella es meramente vocacional. La materialización de aquello por lo que han trabajado depende exclusivamente de ellos mismos y de su capacidad para obtener fuentes de financiación.

Los principales modelos de financiación que presenta el equipo son los siguientes:

- Patrocinios económicos: suponen la fuente de ingresos más directa y polivalente, siendo en términos generales la más “líquida”. Pueden efectuarse mediante entrega directa del patrocinio a través de una cuenta corriente, mediante un sistema de presentación y pago de facturas o a través de coberturas del IVA.



Figura 4-40 Patrocinios económicos en USR

- Patrocinios técnicos: suele ser el tipo de patrocinio más común y numeroso. Consiste en una entrega en especie, no dineraria. Las empresas proporcionan servicios o parte de su producción de manera gratuita o a precio de fábrica.





Figura 4-41 Patrocinios técnicos en USR

- Financiación alternativa: la financiación alternativa engloba todos aquellos medios por los cuáles el equipo obtiene de manera directa un ingreso económico. En aquellas situaciones en las que se precisa de una liquidez inmediata se organizan eventos de diversa índole, en los cuáles, al mismo tiempo que se da una visibilidad pública al equipo como parte de la estrategia de marketing, se obtiene también un rendimiento económico.

La filosofía de USR trata de implicar dentro del proyecto al mayor número de empresas posible. Se trata de demostrar como con el tejido industrial de base que hay en la provincia de Andalucía es posible la manufactura de un prototipo de competición como éste. A parte del uso de patrocinios, la construcción de la moto ha empleado una ingente cantidad de empresas con las cuáles se ha establecido una relación natural proveedor-cliente. Sería difícil enumerarlas todas dentro del conjunto completo, aunque si se nombrarán a continuación aquellas que han tomado parte en la construcción de la suspensión trasera, tema central de este trabajo. Así tenemos:

- Herramientas de software para diseño y cálculo de piezas: Matlab, Ansys y CATIA.



Figura 4-42. Logos de Matlab, CATIA y Ansys

- Proveedor de aluminio:



Figura 4-43. Logo Broncesval S.L.

- Corte por agua de preformas:



Figura 4-44. Logo Cortexagua

- Mecanizado de piezas:



Figura 4-45. Logo Mecanizados Delgado

- Tornillería:



Figura 4-46. Logo Reyzabal

- Conjunto muelle-amortiguador:



Figura 4-47. Logo Öhlins

5 CONCLUSIONES Y PROPUESTAS DE FUTURO

“Solamente aquel que construye el futuro tiene derecho a juzgar el pasado.”

- Friedrich Nietzsche -

Para escribir este apartado con un mayor conocimiento de causa, ha habido que esperar para su redacción a la finalización del prototipo y al término del evento Motostudent. Sin lugar a dudas es el momento adecuado para tomar la temperatura al proyecto y ver cuáles han sido sus fortalezas y sus debilidades.

Puestos a valorar la calidad del trabajo que se ha hecho con la suspensión, puede decirse que el resultado de la materialización ha sido satisfactorio y su comportamiento excelente. A continuación se explicará esto en detalle.

La materialización de rocker y link, a pesar de su sencillez, no ha sido un proceso todo lo inmediato que se esperaba. El mal acabado de los mecanizados en las primeras unidades ha obligado, no sin consecuencias, a la repetición de las piezas. A parte de las demoras que supone poner de nuevo en marcha la cadena de procesos – pedir material, corte por agua...-, ha habido que añadir retrasos derivados de la búsqueda de una nueva empresa que ofreciese garantías suficientes. Aún con el respaldo de un nuevo fabricante, la materialización del rocker ha llevado más de un intento. Salvados todos los problemas se termina con la entrega en mano de un producto funcional con un acabado y una precisión dimensional muy buenos.

El conjunto de la suspensión una vez montado apenas sufre cambios, el prototipo cumple a la perfección durante los ensayos de carga sin mostrar síntomas de fallo. Una vez que se prueba en circuito solo es necesario cambiar reglajes para adecuar la respuesta del amortiguador a las sensaciones del piloto. Ese único cambio lo constituye la sustitución de un muelle de rigidez 10,5 kg/mm empleado para las pruebas de carga por uno de rigidez 7 kg/mm más sensitivo. A partir de ahí, el conjunto permanece inalterado durante el resto de la competición.

Extrayendo algunas conclusiones definitivas del proyecto diríamos que los mecanismos basados en un anclaje basculante-chasis son sistemas más interesantes de cara a la competición que los modelos flotantes, al menos mientras estos últimos no reduzcan masa hasta valores parecidos. Así mismo, los sistemas tipo rocker-link resultan mucho más económicos y no acarrear problemas de ensamblaje, permitiendo dimensionar los mecanismos para obtener los valores de progresividad que se requieran.

En cuanto al uso de la simulación, parece éste el estrado perfecto para romper una lanza a su favor, puesto que en grado último ha sido la gran responsable del comportamiento de la suspensión. A pesar de ser mecanismos en apariencia simples, el trabajo de predicción que tienen detrás hace que su funcionamiento no sea para nada casual. Probablemente un ochenta por ciento del éxito de la suspensión es responsabilidad del diseño extraído del simulador. Además, si algo queda claro a lo largo del proceso de desarrollo del código, es que sus posibilidades se extienden más allá de los límites de la propia mecánica.

Como propuesta de futuro, me gustaría a título personal dejar plasmadas algunas ideas de cara a aquellos que sigan la línea de trabajo de las suspensiones dentro de USR de aquí en adelante.

En primer lugar, propondría que al igual que se ha hecho en esta edición, se tome siempre en primer lugar la decisión consensuada de que aspectos se quieren potenciar del prototipo, actuando en consecuencia respecto a las suspensiones. Siempre que se opte por modelos veloces orientados a ganar una carrera, tendrá que

recurrirse a mecanismos rocker-link o incluso, apurando más, sistemas de conexión directa chasis-basculante.

El aspecto de la simulación es fundamental de cara al futuro de las suspensiones. Cualquier innovación puede implementarse a coste económico cero y puede prevenir muchos diseños fallidos. Sería interesante avanzar hacia simulaciones que tengan un soporte gráfico más desarrollado y robusto. Existen combinaciones de Matlab-SolidWorks que permiten esta unión de forma más inmediata que CATIA o bien a través de programas de simulación ya desarrollados tipo MSC ADAMS o similares.

Entrando en el diseño de piezas y yendo a detalles muy minuciosos, implementaría una forma de trabajo que usase perímetros de seguridad para restringir el acercamiento entre sólidos a lo largo del recorrido del mecanismo. Este perímetro debería ser lo suficientemente amplio para impedir que a la hora de fabricar, desvíos pequeños del ángulo en una soldadura o un defecto de alineación a la hora de mecanizar provoquen choques ulteriores entre piezas.

Los tiempos destinados a la fabricación deben ser de al menos seis meses previos a que tenga lugar la competición. La gestión de estos plazos es fundamental para la corrección de posibles fallos y poder llegar al evento con garantías de éxito.

Con respecto a la posibilidad de focalizar el proyecto de innovación sobre la suspensión, ahondaría más que en el diseño de nuevas y rocambolescas configuraciones, en la recuperación y almacenamiento de energía proveniente del amortiguador. Si bien la materialización de la idea pueda entrar en conflicto con la normativa de la competición, puede recurrirse a la instalación de un sistema convencional inspirado en cualquiera de los previos de USR y conformar el estudio teórico no aplicado, lo cuál sí está permitido.



Figura 5-1. Prototipo real definitivo

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Jose Luis Escalona Franco, «Apuntes de clase de Cinemática y Dinámica de Máquinas», Universidad de Sevilla, 2015.
- [2] Vittore Cossalter, «Motorcycle Dynamics», Padova, Italy, 2006.
- [3] Daniel Holloway Campos, «Diseño de mecanismo de suspensión trasera flotante para motocicletas de competición» *Proyecto Fin de Carrera*, E.T.S.I., Universidad de Sevilla, 2014.
- [4] Martín Sequera Soto, «Análisis numérico y experimental de la suspensión trasera de una motocicleta de competición» *Trabajo Fin de Grado*, E.T.S.I., Universidad de Sevilla, 2015.
- [5] Juan Francisco Rivero Rodríguez, «Herramienta de simulación cinemática y dinámica de una motocicleta de competición» *Trabajo Fin de Grado*, E.T.S.I., Universidad de Sevilla, 2015.
- [6] USR Engineering, «IV competición internacional Motostudent memoria del proyecto MS1», E.T.S.I./E.P.S., Universidad de Sevilla, 2016.
- [7] USR Engineering, «III competición internacional Motostudent memoria del proyecto MS1», E.T.S.I./E.P.S., Universidad de Sevilla, 2014.
- [8] USR Engineering, «II competición internacional Motostudent memoria del proyecto MS1», E.T.S.I., Universidad de Sevilla, 2012.

ANEXOS

A continuación se mostrarán algunos de los principales fragmentos del código de simulación. La inclusión del texto completo se hace imposible debido a su extensión, aunque la mayoría de las funciones tienen carácter recurrente y su arquitectura es muy similar a la de los ejemplos que aquí se refieren. El esquema de desarrollo seguido para la construcción del simulador de un M.R.L. que reproduzca las condiciones del ensayo en potro pasa por el diseño de una cinemática previa y una dinámica que no se muestran aquí, pero que en grado último terminan dando forma al código **ensayo_potro.m**. Referiremos a continuación el código principal y la lista de funciones asociadas.

Ensayo en potro (M.R.L.):

Mecanismo con dimensiones reales sometido a estados de carga a través del eje trasero y a la acción de la gravedad sobre cada sólido. Simulación del estado de cargas llevado a cabo en el circuito y que determina la validez o no del prototipo.

```
ensayo_potro.m  **
animation.m    **
arco_optim.m
DAE.m         **
integration.m  **
matrizCq.m
matrizCt.m
matrizdtCq.m
matrizdtCt.m
parameters.m
progresividad.m
reacciones.m
rear_sketch.m
restrain_RL_real.m  **
symbolic_RL_real.m
```

ensayo_potro.m

```
clc;
close all;
clear all;

global param;
```



```

% Parámetros %

param = parameters;

% Condiciones iniciales %

q0=param.q0;
dtq0=[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0]';
y0=[dtq0; q0];

%% INTEGRACION PARA ENSAYOS DE CARGA VERTICAL %%

[t,y]=ode45(@integration,[param.t_inicial param.t_final],y0);
q=y(:,16:30);
dtq=y(:,1:15);

%% Animación en tiempo real %

animation(t,q,1)

%% Progresividad %

progresividad(t,q,dtq);

%% Representación del arco óptimo %

arco_optim(t,q,dtq)

%% Gráfica desplazamiento eje trasero %

rear_sketch(t,q)

%% Reacciones vertical %

reacciones(t,q,dtq)

```

integration.m

```

function dty=integration(t,y)

dtq=y(1:15);
q=y(16:30);

X = DAE(t,q,dtq); %ESTABLECIMIENTO DE ECUACIONES DAE

dtdtq = X(1:15);

dty=[dtdtq; dtq];

```

DAE.m

```
function X=DAE(t,q,dtq)

global param;

% TERMINOS DAE %

M=param.M;
Cq=matrizCq(q);
Ct=matrizCt;
dtCq=matrizdtCq(q,dtq);
dtCt=matrizdtCt;
C=restrain_RL_real(q);
Qd=-dtCq*dtq-dtCt;
Qbaum=2*param.a*(Cq*dtq+Ct)+param.b^2*C;

%% FUERZAS SOBRE EL CONJUNTO %%

% GRAVEDAD %

Fgrav=[0 -param.g*param.m2 0 0 -param.g*param.m3 0 0 -param.g*param.m4 0
0 -param.g*param.m5 0 0 -param.g*param.m6 0]';

% MUELLE %

contrac=sqrt((q(13)-q(10))^2+(q(14)-q(11))^2)-
param.elong+norm(param.u5_d)+norm(param.u6_c);
if contrac>0
    Fk_aux=[-param.F_precarga+1000*param.k*contrac 0]'; %
RESPUESTA COMO SÓLIDO RÍGIDO %
else
    Fk_aux=[-param.F_precarga+param.k*contrac 0]'; %
RESPUESTA COMO SÓLIDO ELÁSTICO %
end
A5=[cos(q(12)), -sin(q(12)); sin(q(12)), cos(q(12))];
F5k=A5*Fk_aux;
F6k=-F5k;
Fk=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;F5k;0;F6k;0;];

% AMORTIGUADOR %

Fam_aux=[param.c*((q(13)-q(10))*(dtq(13)-dtq(10))+(q(14)-q(11))*(dtq(14)-
dtq(11)))/(sqrt((q(13)-q(10))^2+(q(14)-q(11))^2)) 0]';
A5=[cos(q(12)), -sin(q(12)); sin(q(12)), cos(q(12))];
F5am=A5*Fam_aux;
F6am=-F5am;
Fam=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;F5am;0;F6am;0;];

% NORMAL % ( FUERZA APLICADA EN EL EJE )

t_return=param.t_final*2/3;
if t<=t_return
    Fnorm_aux=param.F_aplicada/t_return*t;
else
    Fnorm_aux=-param.F_aplicada*(t-t_return)/(param.t_final-
t_return)+param.F_aplicada;
end

A2=[cos(q(3)), -sin(q(3)); sin(q(3)), cos(q(3))];
```

```

dif_momento=[A2*param.u2_rear];

Fnorm=[0;Fnorm_aux;Fnorm_aux*dif_momento(1);0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;];

% FUERZAS %

F=Fgrav+Fk+Fam+Fnorm;

% SISTEMA DE ECUACIONES %

A=[M,Cq';Cq,zeros(length(C))];
B=[F;Qd-Qbaum];
X=A\B;

```

animation.m

```

global param;

% TAMAÑO DE LA GRÁFICA %

tamx = [-0.6 0.1];
tamy = [-0.3 0.2];

tmax = max(t);
inst = t(1);
k = 1;
i = 1;

%% OBTENCIÓN DE VARIABLES PARA REPRESENTACIÓN EN TIEMPO REAL (TIC TOC)%%

tic

while(vel*toc < tmax)

    A2=[cos(q(k,3)), -sin(q(k,3)); sin(q(k,3)), cos(q(k,3))];
    A3=[cos(q(k,6)), -sin(q(k,6)); sin(q(k,6)), cos(q(k,6))];
    A4=[cos(q(k,9)), -sin(q(k,9)); sin(q(k,9)), cos(q(k,9))];
    A5=[cos(q(k,12)), -sin(q(k,12)); sin(q(k,12)), cos(q(k,12))];
    A6=[cos(q(k,15)), -sin(q(k,15)); sin(q(k,15)), cos(q(k,15))];

    graf1 =
    [[q(k,1);q(k,2)]+A2*param.u2_f, [q(k,1);q(k,2)]+A2*param.u2_b, [q(k,1);q(k,2)]+
    A2*param.u2_rear, [q(k,1);q(k,2)]+A2*param.u2_f, [q(k,4);q(k,5)]+A3*param.u3_e,
    [q(k,7);q(k,8)]+A4*param.u4_a, [q(k,7);q(k,8)]+A4*param.u4_d, [q(k,7);q(k,8)]+A
    4*param.u4_e];
    graf2 = [[q(k,7);q(k,8)]+A4*param.u4_d,param.u1_c];

% INSTANTE INICIAL %

if(i==1)

    figure(1)
    close(1)
    figure(1)

```

```

        p1=plot(graf1(1,:),graf1(2,:), 'r-
',graf1(1,:),graf1(2,:), 'go', 'LineWidth',2, 'XDataSource', 'graf1(1,:)', 'YDataS
ource', 'graf1(2,:)');
        hold on
        p2=plot(graf2(1,:),graf2(2,:), 'r-
',graf2(1,:),graf2(2,:), 'go', 'LineWidth',2, 'XDataSource', 'graf2(1,:)', 'YDataS
ource', 'graf2(2,:)');

        axis equal;
        axis([tamx tamy]);

        i=0;

elseif (i==0)

% INSTANTES POSTERIORES %

        refreshdata(p1, 'caller')
        refreshdata(p2, 'caller')

        drawnow;

end

        [inst,k] = min(abs(t-vel*toc));

end

```

restrain_RL_real.m

```

function x=restrain_RL_real(q)
global param;

R1=[0 0]';
R2=[q(1) q(2)]';
R3=[q(4) q(5)]';
R4=[q(7) q(8)]';
R5=[q(10) q(11)]';
R6=[q(13) q(14)]';

A1=[1,0;0,1];
A2=[cos(q(3)), -sin(q(3)); sin(q(3)), cos(q(3))];
A3=[cos(q(6)), -sin(q(6)); sin(q(6)), cos(q(6))];
A4=[cos(q(9)), -sin(q(9)); sin(q(9)), cos(q(9))];
A5=[cos(q(12)), -sin(q(12)); sin(q(12)), cos(q(12))];
A6=[cos(q(15)), -sin(q(15)); sin(q(15)), cos(q(15))];

        u4_a=param.u4_a;
        u1_a=param.u1_a;
        u2_b=param.u2_b;
        u1_b=param.u1_b;
        u6_c=param.u6_c;
        u1_c=param.u1_c;
        u5_d=param.u5_d;
        u4_d=param.u4_d;
        u3_e=param.u3_e;

```

```

u4_e=param.u4_e;
u2_f=param.u2_f;
u3_f=param.u3_f;
u5p=param.u5p;
u6p=param.u6p;
h5=param.h5;

%PR A i=4 j=1
PR_A=R4+A4*u4_a-R1-A1*u1_a;
%PR B i=2 j=1
PR_B=R2+A2*u2_b-R1-A1*u1_b;
%PR C i=6 j=1
PR_C=R6+A6*u6_c-R1-A1*u1_c;
%PR D i=6 j=4
PR_D=R5+A5*u5_d-R4-A4*u4_d;
%PR E i=3 j=4
PR_E=R3+A3*u3_e-R4-A4*u4_e;
%PR F i=2 j=3
PR_F=R2+A2*u2_f-R3-A3*u3_f;

%PP
PP=[ [A5*h5] '*[R5+A5*u5p-R6-A6*u6p]; q(12)-q(15)+param.alf];

x=[PR_A' PR_B' PR_C' PR_D' PR_E' PR_F' PP]';

```

arco_optim.m

```

function arco_optim(t_arco_optim,q_arco_optim,dtq_arco_optim)

global param;
lim=100;

% REPRESENTACIÓN ARCO ÓPTIMO %

figure(5)

% Almacena posición de piñon de salida
graf1=param.motor;

[max_q_arco_optim,ind_max]=max(q_arco_optim,[],1);
[min_q_arco_optim,ind_min]=min(q_arco_optim,[],1);
Hmax2=max_q_arco_optim(2);
Hmin2=min_q_arco_optim(2);
Hmax2_fil=ind_max(2);
Hmin2_fil=ind_min(2);
A2_0=[cos(q_arco_optim(Hmin2_fil,3)),-
sin(q_arco_optim(Hmin2_fil,3));sin(q_arco_optim(Hmin2_fil,3)),cos(q_arco_optim(Hmin2_fil,3))];
Radio_real=[q_arco_optim(Hmin2_fil,1);q_arco_optim(Hmin2_fil,2)]+A2_0*param.u2_rear;
Radio_real_aux=[q_arco_optim(Hmin2_fil,1);q_arco_optim(Hmin2_fil,2)]+A2_0*param.u2_rear-param.motor;
modulorad_real=[norm(Radio_real_aux)];
seg=(Hmax2-Hmin2)/lim;

for k=1:lim

```

```

[val_pto, ind_pto]=min(abs(q_arco_optim(:,2)-(Hmin2+seg*k)));
A2=[cos(q_arco_optim(ind_pto,3)), -
sin(q_arco_optim(ind_pto,3)); sin(q_arco_optim(ind_pto,3)), cos(q_arco_optim(in
d_pto,3))];
Radio_real=[Radio_real
[q_arco_optim(ind_pto,1);q_arco_optim(ind_pto,2)]+A2*param.u2_rear];
Radio_real_aux=[Radio_real_aux
[q_arco_optim(ind_pto,1);q_arco_optim(ind_pto,2)]+A2*param.u2_rear-
param.motor];
modulorad_real=[modulorad_real norm(Radio_real_aux(:,k))];
end

% Elevación de la rueda
dif_altura_eje=max(Radio_real_aux(2,:))-min(Radio_real_aux(2,:));
display(dif_altura_eje)

% Compresión muelle
compresion_0=sqrt((q_arco_optim(Hmin2_fil,13)-
q_arco_optim(Hmin2_fil,10))^2+(q_arco_optim(Hmin2_fil,14)-
q_arco_optim(Hmin2_fil,11))^2)+norm(param.u5_d)+norm(param.u6_c);
compresion_f=sqrt((q_arco_optim(Hmax2_fil,13)-
q_arco_optim(Hmax2_fil,10))^2+(q_arco_optim(Hmax2_fil,14)-
q_arco_optim(Hmax2_fil,11))^2)+norm(param.u5_d)+norm(param.u6_c);
dif_comp_muelle=compresion_0-compresion_f;
display(compresion_0)
display(compresion_f)
display(dif_comp_muelle)

% Distensión
long_eje_pinon_min=min(modulorad_real);
long_eje_pinon_max=max(modulorad_real);
distension=long_eje_pinon_max-long_eje_pinon_min;
display(distension)

% Media de los radios
mediarad=mean(modulorad_real);

% Conservación del eje Y
Radio_opt_aux(2,:)=Radio_real_aux(2,:);

for k=1:lim+1
    Radio_opt_aux(1,k)=-sqrt(medarad^2-Radio_opt_aux(2,k)^2);
end

Radio_opt=Radio_opt_aux(1,:)+param.motor(1,1);
Radio_opt=[Radio_opt; Radio_opt_aux(2,:)+param.motor(2,1)];

%% GRÁFICAS %%

% Gráfica posición del piñón
plot(graf1(1),graf1(2),'go');
xlabel('X (mm)');
ylabel('Y (mm)');
hold on;
% Gráfica posición real del eje trasero
plot(Radio_real(1,:)*10^3,Radio_real(2,:)*10^3,'b-','LineWidth',2);
% Gráfica posición optima del eje trasero
plot(Radio_opt(1,:)*10^3,Radio_opt(2,:)*10^3,'r-','LineWidth',2);

axis([-0.6*10^3 0.2*10^3 -0.25*10^3 0.2*10^3]);

```



Figura 6-1 Juan Francisco Oliva, piloto de USR Engineering

4

3

2

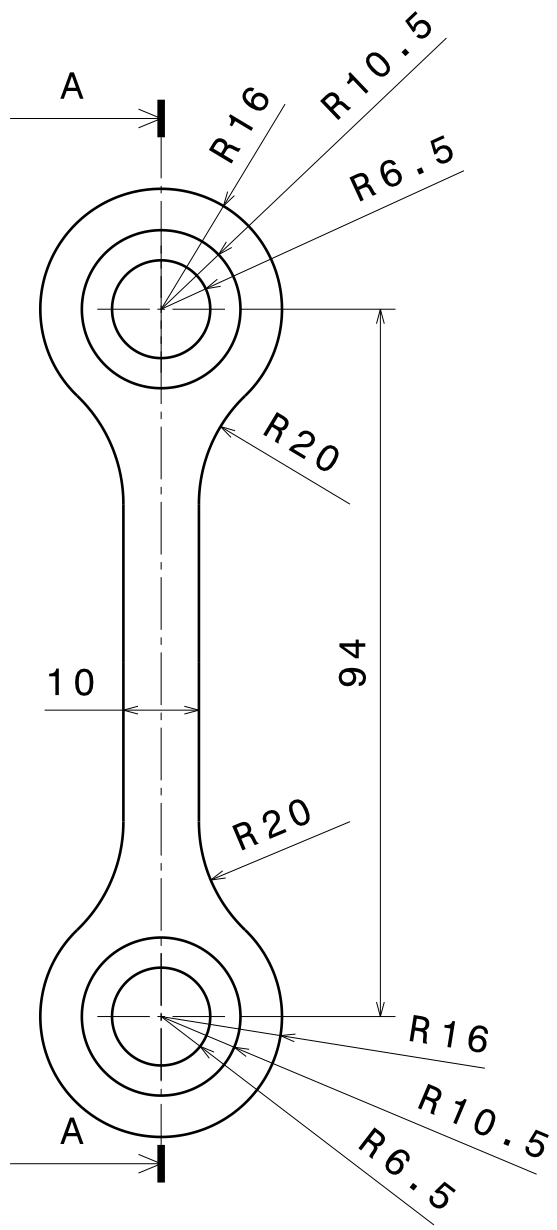
1

4

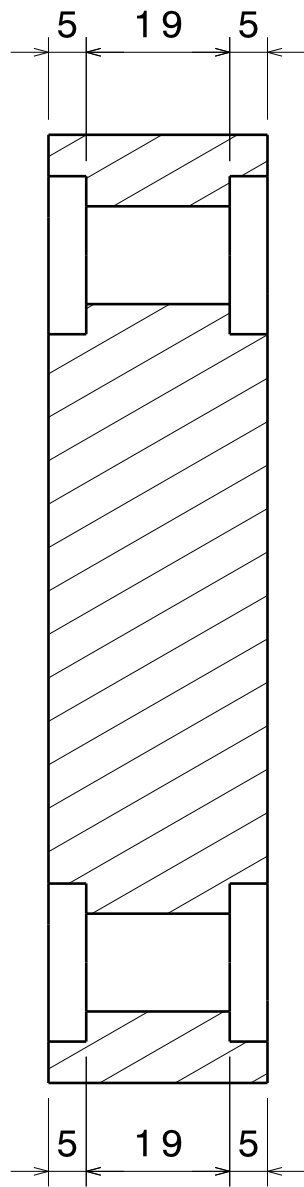
3

2

1



Front view
Scale: 1:1

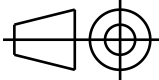


Section view A-A
Scale: 1:1

DESIGNED BY:
Vicente Fernández
DATE:
02/03/2016

CHECKED BY:
Sofía Barriga
DATE:
02/04/2016

SIZE
A4



SCALE
1:1

MATERIAL
Al 6082 T6

Link

USR Engineering

DRAWING NUMBER
F_S_001

SHEET
1 / 3

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

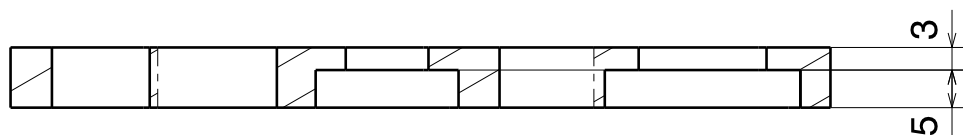
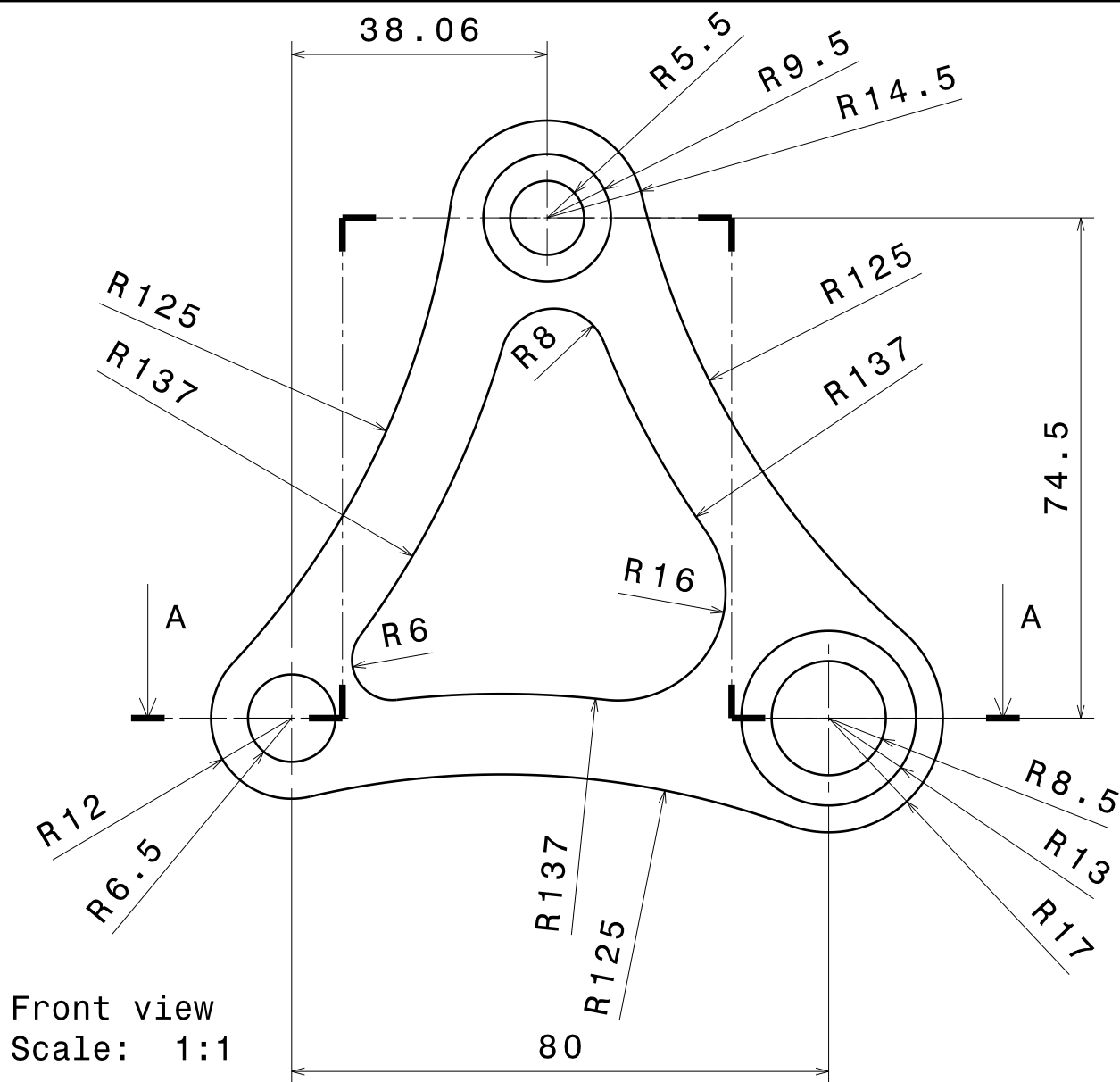
3

2

2

1

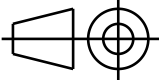
1



DESIGNED BY:
Vicente Fernández
DATE:
02/03/2016

CHECKED BY:
Sofia Barriga
DATE:
02/04/2016

SIZE
A4



SCALE
1:1

MATERIAL
A1 6082 T6

Rocker L

USR Engineering

DRAWING NUMBER
F S 002

SHEET
2/3

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

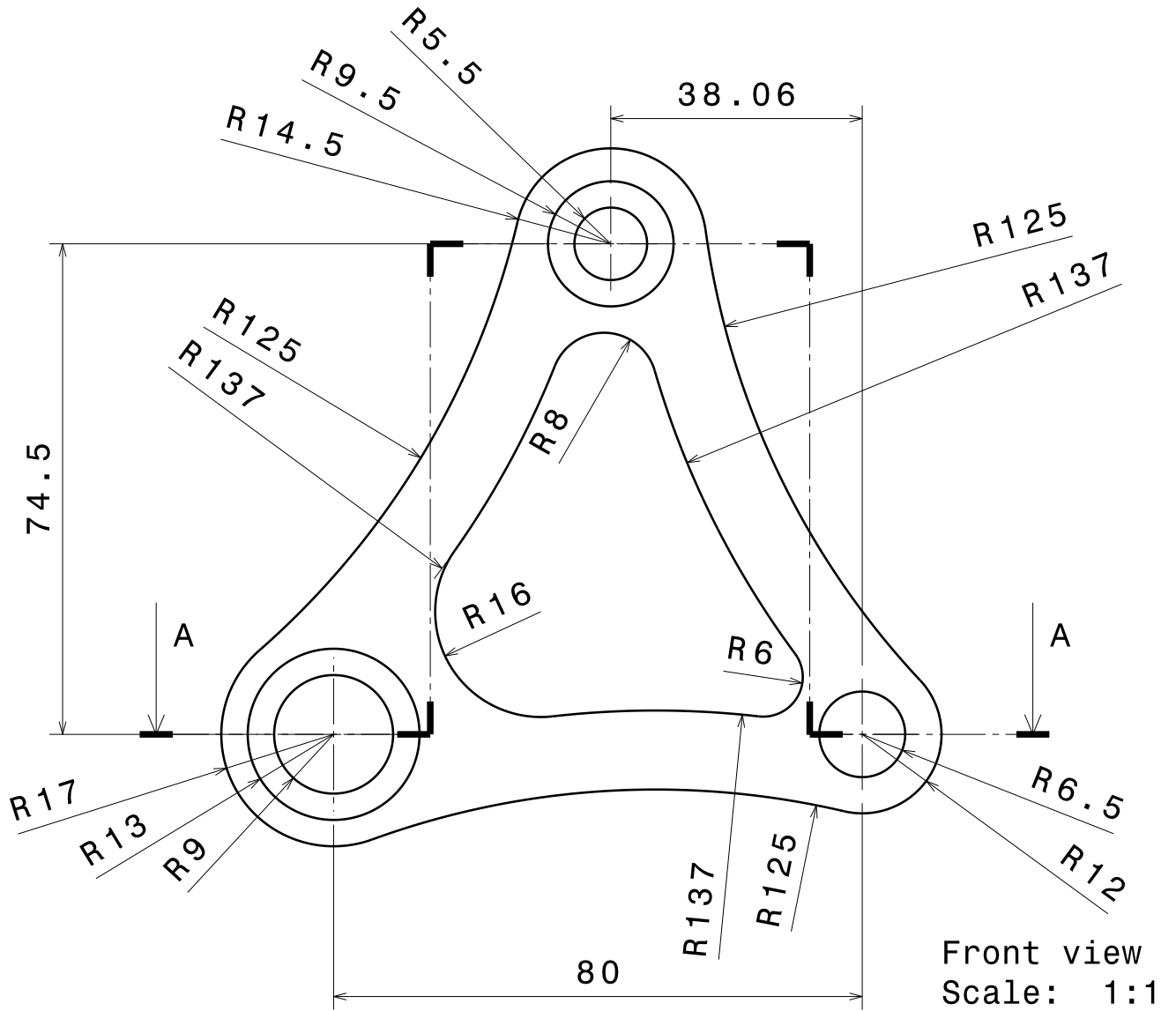
3

2

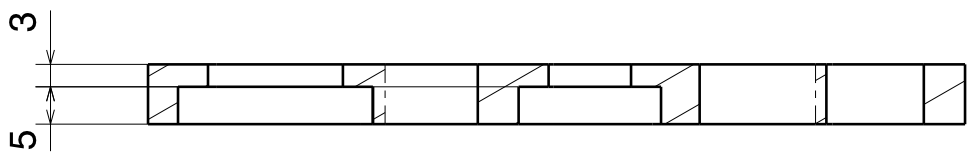
2

1

1



Front view
Scale: 1:1



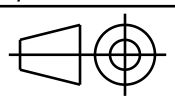
Section view A-A
Scale: 1:1

DESIGNED BY:
Vicente Fernández
DATE:
02/03/2016

CHECKED BY:
Sofia Barriga
DATE:
02/04/2016

SIZE
A4

SCALE
1:1



MATERIAL
Al 6082 T6

Rocker R

USR Engineering

DRAWING NUMBER
F S 003

SHEET
3/3

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

